

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Velkokapacitní hřeblový dopravník

Mass – large drag conveyor

Student:

Bc. Jakub Hlosta

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Nečas, PhD.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Hlosta**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma: **Velkokapacitní hřeblový dopravník
Mass-Large Drag Conveyor**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte vratnou napínací stanici porubového hřeblového dopravníku pro dopravu rubaniny. Při řešení uvažujte s výjezdem kombajnu, který musí dojet za vratnou stanicí a dobývacím ramenem musí minout vratnou stanicí. Vratná napínací stanice bude obsahovat pohon velikosti 25.

1. Rešerši k dané tématice
2. Dispoziční uspořádání stávajícího a nového stavu dopravy
3. Schéma stávající a nové situace
4. Potřebné technologické a pevnostní výpočty, technický popis
5. Konstrukční návrh řešení

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Polák, J. Bailotti, K. Pavliska, J. Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X
- [2] Cvekl, Z. Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení, Praha: SNTL Praha, 1976
- [3] Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. Praha: SNTL/SVTL Praha 1966.
- [4] Polák, J., Pavliska J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992, ISBN 80-7078-107-6
- [6] Prospekty, firemní materiály

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Nečas, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jakub Hlosta

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bc. Jakub Hlosta
Nošovice, č.p. 53
739 51

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HLOSTA, J. *Velkokapacitní hřeblový dopravník: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 87 s. Vedoucí práce: Ing. Nečas, J., PhD.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním řešením vratné napínací stanice porubového hřeblového dopravníku. Tento dopravník o délce 260m a dopravním výkonu 1100 t/h je určen pro dopravu rubaniny směrem z porubu. V úvodní části je shrnuta problematika hřeblových dopravníků jako takových a jejich jednotlivých částí. Druhá – výpočetní část je věnována technologickým a pevnostním výpočtům, týkajících se daného tématu hřeblových dopravníků. Konceptní řešení hřeblového dopravníku a jeho vratné stanice je dokumentováno ve výkresové části diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HLOSTA, J. *Mass – large drag conveyor: master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2012, 87 p. Thesis head: Ing. Nečas, J., PhD.

This thesis deals with the structural design of reverse stretching station of the drag conveyor. This conveyor with a length of 260 meters and transport power of 1100 tons per hour is designed to transport coal toward from the coalface. The introductory section summarizes the issues such as drag conveyors and their individual parts. The second part is devoted to computing technology and strength calculations relating to the topic of drag conveyors. Conceptual design of the drag conveyor and reverse stations are documented in the drawing part of the thesis.

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval konzultantovi této diplomové práce, panu Ing. Petru Bortlíkovi Ph.D., za velmi cenné rady, připomínky a podněty z praxe v průběhu jejího vzniku.

Obsah

1. ÚVOD.....	- 15 -
2. HŘEBLOVÉ DOPRAVNÍKY	- 16 -
2.1. Obecný popis.....	- 16 -
2.2. Výhody a nevýhody hřeblových dopravníků	- 17 -
2.3. Rozdělení hřeblových dopravníků	- 18 -
2.4. Schéma hřeblového dopravníku	- 19 -
2.5. Hlavní části hřeblového dopravníku	- 20 -
2.5.1. Poháněcí stanice.....	- 20 -
2.5.2. Vratná stanice	- 25 -
2.5.3. Dopravní trať	- 26 -
2.5.4. Řetězové pásmo s hřebly	- 28 -
3. DOBÝVACÍ ZAŘÍZENÍ V HLUBINNÝCH DOLECH	- 30 -
3.1. Komorové dobývání.....	- 30 -
3.2. Porubové (stěnové) dobývání.....	- 31 -
3.3. Strojní zařízení v porubu	- 32 -
3.3.1. Dobývací kombajny	- 32 -
3.3.2. Pluhové soupravy.....	- 35 -
3.3.3. Srovnání kombajn – pluh.....	- 38 -
3.3.4. Mechanizované výztuže.....	- 39 -
4. TECHNOLOGICKÝ VÝPOČET DOPRAVNÍKU	- 40 -
4.1. Zadané parametry dopravníku.....	- 40 -
4.2. Výpočet dle literatury s konzultací odborníka z praxe.....	- 41 -
4.2.1. Výpočet rychlosti toku materiálu.....	- 41 -
4.2.2. Potřebný průřez náplně žlabu	- 42 -
4.2.3. Kontrola dopravního průřezu.....	- 42 -
4.2.4. Volba řetězového pásma s hřebly	- 43 -

4.2.5.	Výpočet obvodové síly na řetězovém bubnu	- 45 -
4.2.6.	Potřebný příkon elektromotorů	- 47 -
4.3.	Výpočet striktně dle normy ON 44 5721	- 48 -
4.3.1.	Průřez náplně žlabu	- 48 -
4.3.2.	Dopravní výkon	- 48 -
4.3.3.	Síla v horní větvi dopravního řetězu	- 49 -
4.3.4.	Síla v dolní větvi dopravního řetězu	- 50 -
4.3.5.	Příkon motorů pohonů	- 50 -
4.4.	Srovnání výsledků výpočtů	- 51 -
4.5.	Volba elektromotoru	- 51 -
4.5.1.	Výpočet výkonu jednoho motoru	- 51 -
4.5.2.	Technické parametry	- 52 -
4.5.3.	Nákres elektromotoru	- 53 -
4.6.	Volba převodovky	- 55 -
4.7.	Přepočet rychlosti řetězu pro zvolenou převodovku	- 56 -
4.8.	Přepočet potřebného příkonu elektromotorů	- 57 -
4.9.	Kontrola pohonu na rozběh	- 58 -
4.10.	Volba spojky	- 58 -
4.11.	Výpočet tahů v řetězu	- 59 -
4.11.1.	Předeřinací síla řetězu	- 59 -
4.11.2.	Nabíhající síly na poháněcím a vratném bubnu	- 59 -
5.	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	- 60 -
5.1.	Popis problému	- 60 -
5.2.	Stávající situace	- 60 -
5.3.	Napínací vratná stanice sběrného dopravníku	- 62 -
5.4.	Návrh vratné stanice – koncepty	- 63 -
5.4.1.	Uložení hydr. válce do počvy pod rám	- 63 -
5.4.2.	Rám s hydr. válci za napínací stanicí	- 63 -

5.4.3.	Napínací stanice s jedním hydr. válcem a bočním vedením.....	- 64 -
5.5.	Návrh vratné stanice – konečné řešení.....	- 65 -
5.6.	Postup montáže	- 66 -
6.	KONSTRUKČNÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	- 67 -
6.1.	Pevnostní kontrola řetězu.....	- 67 -
6.1.1.	Statická složka síly.....	- 67 -
6.1.2.	Dynamická složka síly, [1]	- 68 -
6.1.3.	Celková zatěžující síla řetězu	- 72 -
6.1.4.	Bezpečnost řetězu proti přetržení	- 72 -
6.2.	Návrh hydraulického válce	- 73 -
6.3.	Pevnostní kontrola vybraného konstrukčního uzlu	- 75 -
6.3.1.	Pevnostní kontrola čepu.....	- 75 -
6.3.2.	Návrh velikosti svaru	- 77 -
6.3.3.	MKP kontrola tažného oka	- 78 -
6.4.	Návrh šroubového spoje.....	- 80 -
6.5.	MKP kontrola nosného krytu	- 81 -
6.5.1.	Zatěžující síly.....	- 81 -
6.5.2.	Okrajové podmínky a vytvoření sítě.....	- 82 -
6.5.3.	Výsledky	- 82 -
7.	ZÁVĚR	- 84 -
8.	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	- 86 -
9.	SEZNAM PŘÍLOH.....	- 87 -

Seznam použitého značení

A_c	průřez náplně žlabu (dle ON 44 5721)	[m ²]
a_r	zrychlení řetězu	[m.s ⁻²]
$a_{r\ max}$	maximální hodnota zrychlení řetězu	[m.s ⁻²]
B	vnitřní šířka žlabu	[m]
b	šířka vidlice	[mm]
b_1	šířka žlabu	[m]
b_2	šířka dopravníku	[m]
c_1	součinitel odporu proti pohybu materiálu (dle ON 44 5721)	[-]
c_2	součinitel odporu proti pohybu horní větve řetězu (dle ON 44 5721)	[-]
c_3	součinitel odporu proti pohybu dolní větve řetězu (dle ON 44 5721)	[-]
C_k	korekční součinitel	[-]
d	průměr drátu řetězu	[mm]
d_3	nosný průřez závitů	[mm ²]
$d_{\check{c}}$	průměr čepu	[mm]
D_{RB}	roztečný průměr řetězového bubnu	[m]
F	celková obvodová síla	[N]
f	koeficient smykového tření	[-]
F_1	síla z odporu proti pohybu dopravovaného materiálu (dle ON 44 5721)	[N]
F_2	síla z odporu proti pohybu horní větve dopravního řetězu (dle ON 44 5721)	[N]
F_B	síla při přetržení řetězu	[N]
F_d	síla v dolní větvi dopravního řetězu (dle ON 44 5721)	[N]
F_D	dynamická síla v řetězu	[N]
F_h	síla v horní větvi dopravního řetězu (dle ON 44 5721)	[N]
F_{HV}	požadovaná síla hydraulického válce	[N]
F_m	předepínací síla řetězu	[N]
F_{max}	maximální zatěžující síla řetězu	[N]
f_N	frekvence napětí	[Hz]
F_{NA}	nabíhající síla na poháněcím bubnu	[N]
F_{NB}	nabíhající síla na vratném bubnu	[N]
F_o	osová síla šroubu	[N]
F_{OA}	odbíhající síla na poháněcím bubnu	[N]
F_{OB}	odbíhající síla na vratném bubnu	[N]
F_{POH}	tíha pohonu	[N]
F_s	síla ve spodní větvi dopravního řetězu	[N]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	výška žlabu	[m]
I_K	spouštěcí proud elektromotoru	[A]
I_N	jmenovitý napájecí proud elektromotoru	[A]

i_p	převodový poměr převodovky	[-]
i_{pp}	požadovaný převodový poměr	[-]
J_M	moment setrvačnosti rotoru elektromotoru	[kgm ²]
K_A	rozteč řetězu	[m]
k_b	součinitel bezpečnosti proti přetržení řetězu	[-]
k_h	součinitel odporu horní větve	[-]
k_i	součinitel počtu řetězů	[-]
k_{PR}	součinitel pružnosti řetězu	[-]
k_s	součinitel odporu spodní větve	[-]
k_z	součinitel zakřivení tratě	[-]
k_φ	součinitel plnění dopravníku	[-]
L	délka dopravníku	[m]
l	délka svaru	[m]
m_h	hmotnost hřebľa	[kg]
M_K	spouštěcí moment elektromotoru	[Nm]
m_{KRYT1}	hmotnost krytu hřídele	[kg]
m_{KRYT2}	hmotnost krytu spojky	[kg]
m_M	hmotnost motoru	[kg]
M_{MAX}	kritický moment elektromotoru	[Nm]
M_N	nominální moment elektromotoru	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
M_{POH}	krouticí moment od tíhy pohonu	[Nm]
$m_{PŘ}$	hmotnost převodovky	[kg]
m_r	měrná hmotnost řetězu	[kg.m ⁻¹]
$m_{RÁM}$	hmotnost rámu vratné stanice	[kg]
M_{red}	moment redukovaný na hřídel motoru	[Nm]
m_{red}	redukovaná hmotnost urychlovaných hmot	[kg]
m_{SP}	hmotnost spojky	[kg]
n_B	otáčky řetězového bubnu	[s ⁻¹]
n_{BS}	skutečné otáčky řetězového bubnu	[s ⁻¹]
n_{EM}	počet elektromotorů	[ks]
n_M	otáčky elektromotoru	[s ⁻¹]
n_r	počet řetězů	[ks]
$n_{šr}$	počet šroubů	[ks]
P	příkon motorů	[kW]
p	měrný tlak	[MPa]
P_c	celkový příkon motorů (dle ON 44 5721)	[kW]
p_{DOV}	dovolený měrný tlak	[MPa]
P_{EM}	požadovaný výkon jednoho elektromotoru	[kW]
P_h	příkon motorů hlavního pohonu (dle ON 44 5721)	[kW]

P_N	nominální výkon elektromotoru	[kW]
P_v	příkon motorů vratného pohonu (dle ON 44 5721)	[kW]
Q	dopravní množství	[t.h ⁻¹]
q_1	měrná hmotnost dopravovaného materiálu (dle ON 44 5721)	[t.m ⁻¹]
q_{1sk}	skutečná měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg.m ⁻¹]
q_2	měrná hmotnost řetězového pásma (dle ON 44 5721)	[kg.m ⁻¹]
Q_{max}	maximální dopravní výkon (dle ON 44 5721)	[t.h ⁻¹]
Q_s	skutečný dopravní výkon	[t.h ⁻¹]
q_{V-EM}	průchod chladící vody elektromotoru	[l.min ⁻¹]
Re	mez kluzu materiálů	[MPa]
Rm	mez pevnosti materiálů	[MPa]
S_1	dílčí průřez náplně žlabu	[m ²]
S_2	dílčí průřez náplně žlabu	[m ²]
$S_{\check{c}}$	kolmý průřez čepu	[mm ²]
S_p	potřebný dopravní průřez	[m ²]
S_s	skutečný dopravní průřez	[m ²]
S_{sv}	nosná plocha svaru	[m ²]
t	rozteč článku řetězu	[m]
t_{hr}	rozteč hřebel	[m]
U_N	napájecí napětí elektromotoru	[V]
v	rychlost dopravního řetězu	[m.s ⁻¹]
v_D	dobývací rychlost kombajnu	[m.s ⁻¹]
v_r	rychlost řetězu	[m.s ⁻¹]
v_{sk}	skutečná rychlost dopravního řetězu	[m.s ⁻¹]
W_o	modul průřezu v ohybu	[m ³]
x_T	souřadnice těžiště v ose x	[mm]
y_T	souřadnice těžiště v ose y	[mm]
z	počet zubů řetězového kola	[ks]
z	velikost svaru	[mm]
α	úklon porubní fronty (dle ON 44 5721)	[°]
α_0	úhel natočení řetězového kola	[°]
β	sypný úhel dopravovaného materiálu (dle ON 44 5721)	[°]
β_{kr}	součinitel vlivu krutu	[-]
Δv	rychlost toku materiálu	[m.s ⁻¹]
ε	úklon porubní fronty	[°]
η	účinnost pohonů (dle ON 44 5721)	[-]
η_{EM}	účinnost elektromotoru	[-]
ξ_1	součinitel úklonu pro horní větev dopravního řetězu (dle ON 44 5721)	[-]
ξ_2	součinitel úklonu pro dolní větev dopravního řetězu (dle ON 44 5721)	[-]
ρ	měrná hmotnost dopravovaného materiálu (dle ON 44 5721)	[kg.m ⁻¹]
ρ_s	sypná hmotnost materiálu	[kg.m ⁻³]

σ	napětí v materiálu	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_{oDOV}	dovolené ohybové napětí	[MPa]
$\tau_{ }$	smykové napětí svaru	[MPa]
τ_s	smykové napětí	[MPa]
φ	součinitel plnění žlabu (dle ON 44 5721), úhel natočení řetězového kola	[-]
φ_N	účinník elektromotoru	[-]
ψ	součinitel zakřivení tratě dopravníku (dle ON 44 5721)	[-]
ψ_D	dynamický sypný úhel dopravovaného materiálu	[°]
ω_B	úhlová rychlost řetězového bubnu	[rad.s ⁻¹]
ω_{BS}	skutečná úhlová rychlost řetězového bubnu	[rad.s ⁻¹]
*)	hodnota doporučena odborníkem z praxe	[-]

1. ÚVOD

Těžba černého uhlí má v dnešním průmyslovém světě nezastupitelnou úlohu. Zejména jako surovina potřebná k výrobě surového železa. Perspektiva efektivního dobývání uhelných slojí je proto jednou z klíčových otázek. Velikou důležitost na efektivitě těžby si připisuje ovšem také i užití strojních zařízení během těžby. U těchto se neustále zvyšují nároky na jejich technické parametry, bezpečnost a automatizaci provozu, což má za důsledek snižování počtu pracovníků obsluhujících dané zařízení.

V této diplomové práci se budu zabývat způsobem těžení uhlí v hlubinných dolech a následnou dopravou rubaniny pryč z porubu. Pro tyto činnosti se nejčastěji využívají kombajnové a pluhové komplexy v kombinaci s porubovými a sběrnými hřeblovými dopravníky. Největšími světovými producenty černého uhlí jsou Austrálie, USA, Čína a Rusko, kde můžeme najít vysokokapacitní poruby s objemem denní těžby až 20 tis. tun za den. Pro takovéto podmínky je nezbytně nutné, aby hřeblové dopravníky a kombajny, které po nich pojíždějí, byly naprosto správně dimenzovány, aby odtěžily požadované množství rubaniny z dobývaného prostoru.

První, textová, část této práce pojednává o teorii hřeblových dopravníků. Postupně jsou rozebrány všechny jeho hlavní části včetně ukázky některých aplikací v praxi. Dále je shrnuta problematika důlních kombajnů a pluhů používaných při těžbě uhlí. Druhá část je věnována technologickému výpočtu velkokapacitního porubového hřeblového dopravníku. Výpočet se řídí především oborovou normou ON 44 5721- Důlní hřeblové dopravníky, základy výpočtu. Závěrem a výstupem této práce je potom konstrukční řešení vratné napínací stanice hřeblového dopravníku včetně sestavného výkresu.

2. HŘEBLOVÉ DOPRAVNÍKY

2.1. Obecný popis

Hřeblové dopravníky patří k dopravním zařízením s plynulou dopravou materiálu stejně jako pásové, lanopásové, šnekové a korečkové dopravníky a jim podobné. Blíže lze hřeblové dopravníky zařadit mezi řetězové dopravníky. To jsou mechanické dopravníky, u kterých je tažným elementem nekonečný řetěz s unášeci vedenými v kluzných profilech a poháněnými řetězovým kolem. U těchto dopravníků dochází většinou k degradaci materiálu, proto nejsou vhodné pro materiály, u kterých je nutné zachovat velikost a tvar zrn. Mezi řetězové dopravníky patří:

- hřeblové dopravníky
- redlerové dopravníky
- článkové dopravníky
- podvěsné dopravníky

Princip hřeblového dopravníku není nikterak složitý. Dopravovaný materiál spočívá na žlabu dopravníku a je unášen v horní větvi po kluznici vyrobené z otěruvzdorného materiálu pomocí nekonečného řetězového pásma, které tvoří jeden, dva nebo tři řetězy s hřebly. Hřeblový dopravník je naprosto typickým zástupcem důlních dopravníků sloužících k jednosměrné nebo obousměrné dopravě rubaniny, přičemž je materiál výhradně dopravován v horní větvi dopravníku. Po jistých konstrukčních úpravách se lze výjimečně setkat i s hřeblovými dopravníky dopravujícími materiál také ve spodní větvi. Dopravníky jsou většinou vodorovné, ale je možné realizovat dopravu jak dovrchně, tak úpadně v rozsahu $\pm 35^\circ$. Takto umístěné úklonné dopravníky je ovšem nutno vhodně kotvit. Délka dopravníku se odvíjí od konkrétních podmínek v dole, většinou se však pohybuje do 400m. V současné době se výrobci snaží produkovat hřeblové dopravníky s jednoduchou stavebnicovou konstrukcí, která zaručuje snadnou dopravu do dolu včetně montáže a demontáže ve stísněných důlních podmínkách.

Hřeblových dopravníků lze využít především k dopravě sypkého hrubozrnného materiálu jako je například uhlí nebo kamenivo. Pro dopravu lepidlivých nebo abrazivních materiálů nejsou však vhodné vůbec díky kluznému styku materiálu s kluznicí žlabu. Dopravou abrazivních materiálů by se životnost dopravníku rapidně zkracovala, z čehož plynou problémy ve formě finančních ztrát při opravách a prostojích dopravníku.

Tím, že je řetězové pásmo s hřebly uloženo ve žlabu kluzně, vznikají zde značné pohybové odpory. Proto je tento druh dopravy energeticky velmi náročný. I přes tuto nevýhodu jsou hřeblové dopravníky v kombinaci s dopravníky pásovými prakticky jediné, které lze spatřit v hlubinných dolech.

2.2. Výhody a nevýhody hřeblových dopravníků

Výhody:

- nízká, robustní a jednoduchá konstrukce
- možnost pojezdu kombajnu nebo pluhu přímo po dopravníku
- odolnost vůči těžkým důlním podmínkám
- úklonná doprava v rozsahu až $\pm 35^\circ$
- snadné přesunutí dopravníku pomocí přesouvacího zařízení
- vybočení dopravní trasy ve vertikální rovině v rozsahu cca $\pm 5^\circ$
- vybočení dopravní trasy v horizontální rovině cca $\pm 3^\circ$
- odolnost vůči vysokým teplotám
- krátkodobá přetížitelnost dopravníku použitím nástavných plechů

Nevýhody:

- energetická náročnost vlivem kluzného tření řetězů s hřebly
- velká vlastní hmotnost
- opotřebení žlabu, především kluznice, vlivem tření
- drcení dopravovaného materiálu
- hlučnost

Z uvedeného výčtu výhod a nevýhod je zřejmé, že se hřeblový dopravník nehodí pro všeobecné použití, ale spíše pro specifické aplikace. Především tedy v dolech, kde výhody odolnosti a vysokého výkonu předčí velkou energetickou náročnost. Mimo doly se hřeblové dopravníky používají ještě jako vynašeče zásobníků, kde se při jejich krátké délce snižují nebo zcela mažou některé jejich nevýhody.

2.3. Rozdělení hřeblových dopravníků

Dle účelu použití se hřeblové dopravníky dělí na:

Porubové dopravníky

Neboli stěnové dopravníky. Toto jsou nejpoužívanější typy dopravníků. Využívají se pro dopravu rubaniny z porubu dále po dopravní trase, nejčastěji na sběrné hřeblové dopravníky. Jejich konstrukční řešení dovoluje pojezd kombajnu nebo pluhové soupravy přímo po horní části žlabu dopravníku. Poháněná je buďto pouze poháněcí stanice nebo jak poháněcí, tak vratná. Porubový dopravník musí být snadno přemístitelný ve směru dobývání. Proto je většinou celý rám připojen na mechanizované důlní výztuže, které jej přemísťují. Porubové dopravníky bývají vybaveny jednostranným nahrnovacím nástavným plechem, pojezdem kombajnu, ozubnicí a technickou lávkou. Délky porubových dopravníků dosahují až 400m v závislosti na šířce porubu. Šířka žlabů se pohybuje kolem 1000mm. Pokud jde o úklonné dopravníky, musí být vybaveny vhodným kotvením k zabránění samovolnému pohybu dopravníku.

Sběrné dopravníky

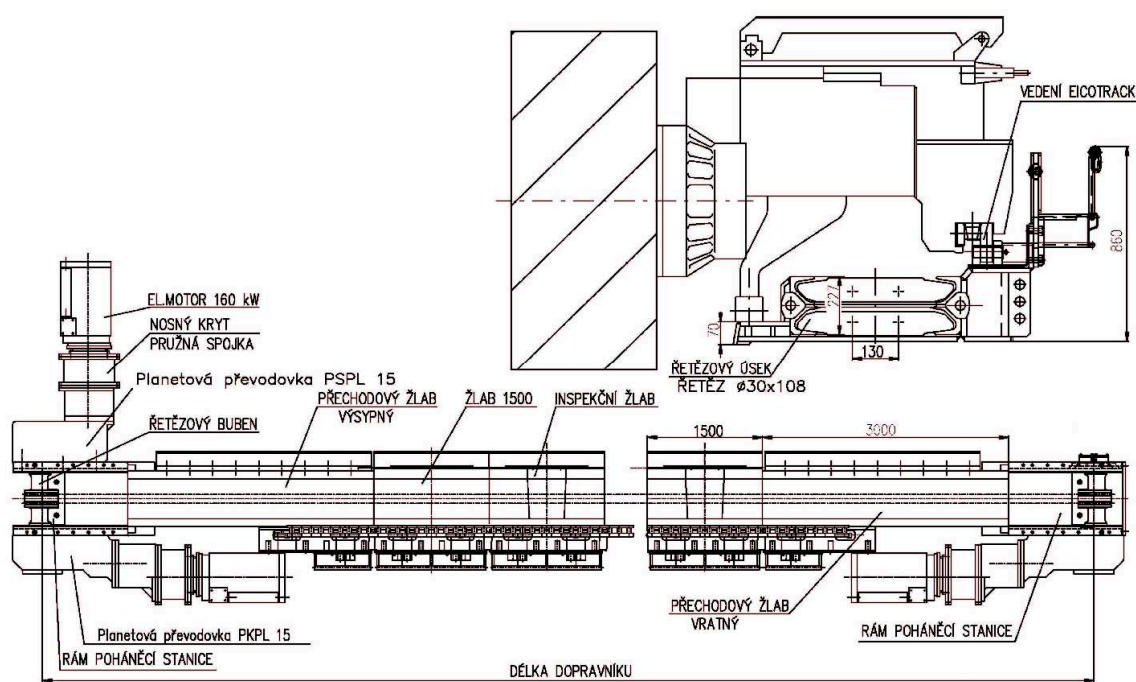
Navazují na dopravníky porubové a používají se pro úsekovou dopravu rubaniny k dalšímu sběrnému dopravníku, nejčastěji pásovému. Obvykle mají mnohem menší délku než dopravníky porubové. Je to spíše takový mezičlánek mezi porubovým dopravníkem a velkým sběrným pásovým dopravníkem, po kterém putuje uhlí ven z ložiska do zásobníku a později na povrch. Proto je také potřeba zajistit vhodné rychlosti a dráhy přesypů z dopravníku na dopravník. Šířky žlabů bývají o něco větší než u porubových dopravníků a bývají také vybaveny oboustrannými nástavnými plechy. Ty umožní zvýšení dopravního výkonu až na dvojnásobek, jelikož materiál, který je bezprostředně unášen hřebly, zase pomocí vnitřního tření unáší materiál nad ním. To ovšem jen krátkodobě, aby nedošlo k přetížení pohonu, který je dimenzován na jmenovitý dopravní výkon a k jeho následnému poškození. Lze se také setkat se sběrným hřeblovým dopravníkem zavěšeným na závěsné dráze. Tím se výrazně usnadní posuv dopravníku ve směru dobývání.

Pomocné dopravníky

Jsou podobné dopravníkům sběrným, plní však pouze technologickou funkci. Jejich délky a dopravní výkony mohou být různé v závislosti na činnosti, pro kterou jsou určeny. Pomocné dopravníky slouží například pro dopravu uhlí propadající v místě přesypu mimo sběrný dopravník nebo také pro odvod materiálu při ražení chodeb. Proto je jejich konstrukce často uzpůsobena pro spolupráci s razíciemi stroji a nakladači.

2.4. Schéma hřeblového dopravníku

Na obr. 2.1 je znázorněno schéma porubového hřeblového dopravníku s kombajnem včetně popisu jeho hlavních částí. Jedná se o dopravník fy SE-MI Technology typ DSS 227 st.



Obr. 2.1 – Schéma porubového hřeblového dopravníku, [9]

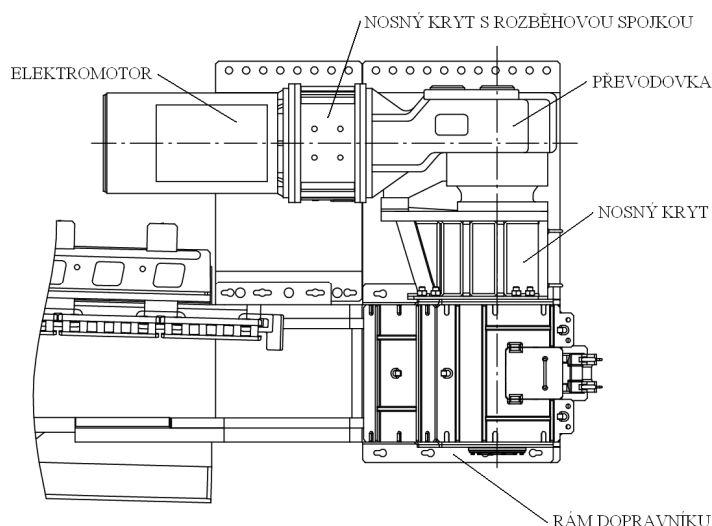
2.5. Hlavní části hřeblového dopravníku

Mezi hlavní části hřeblových dopravníků patří poháněcí stanice, vratná stanice, dopravní trať (žlab) a řetězové pásmo s hřebly.

2.5.1. Poháněcí stanice

Správná volba pohonu je u všech dopravníků jednou z nejdůležitějších otázek. Abychom navrhli správnou koncepci pohonu, musíme vědět do jakých podmínek je určen a jaké musí mít schopnosti (rozběh při vysokém zatížení, vyrovnání výkonu pohonů, pojištění proti přetížení, apod.). Jak se říká, pohon je srdce dopravníku, a proto je potřeba, aby byl dimenzován s co možná největší pečlivostí.

Poháněcí stanice zajišťuje přenos krouticího momentu z elektromotoru přes řetězový buben dále na řetězové pásmo s hřebly, pomocí kterých je realizován posuv materiálu po dopravní trase. Schéma uspořádání pohonu hřeblového dopravníku je znázorněno na obr. 2.2.



Obr. 2.2 – Uspořádání pohonu, [8]

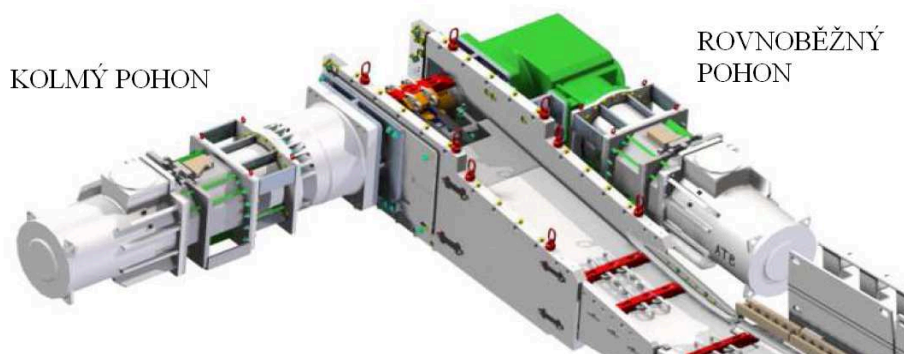
Tažným prvkem hřeblových dopravníků je řetězové pásmo s hřebly, resp. jeden nebo více řetězů. Ty jsou schopny ovšem přenášet pouze tahové síly, a proto je pohyb materiálu realizován vždy směrem k poháněcí stanici. Eventuální variantou by byl posuv materiálu směrem k vratné stanici u úpadních dopravníků, kde by potřebný tah v řetězu zajistila vlastní hmotnost řetězu a hřebel, případně materiálu. Tato varianta se však v praxi nepoužívá. Ve stísněných podmínkách panujících v dolech je nutné zajistit vhodné uspořádání motoru k využití maximálního možného místa. Uspořádání poháněcích stanic existuje ve dvou variantách.

Kolmý pohon:

Pokud je zapotřebí zachovat co možná nejvíce volného prostoru v ose dopravníku, je možné celý pohon připojit v kolmém směru na osu dopravníku. Toto řešení se nejčastěji používá v porubech u porubových dopravníků, kde mohou být prostory značně stísněné. V tomto případě lze poháněcí stanici nebo její část s pohonem umístit do těžní chodby, ve které je taktéž sběrný dopravník. Kolmý pohon lze nainstalovat pouze z jedné nebo také z obou stran poháněcího bubnu. Poté se jedná o jednostranný nebo oboustranný pohon.

Rovnoběžný pohon:

Pohon rovnoběžný s osou dopravníku lze především spatřit na dopravnících sběrných a pomocných. Avšak pokud to podmínky v porubu dovolí, tak také u dopravníků porubových. Rovnoběžný pohon je velice elegantním řešením poháněcí stanice. Stejně jako pohon kolmý, může být také rovnoběžný pohon vyveden v jednostranném i oboustranném řešení.



Obr. 2.3 – Zobrazení rovnoběžného a kolmého pohonu, [8]

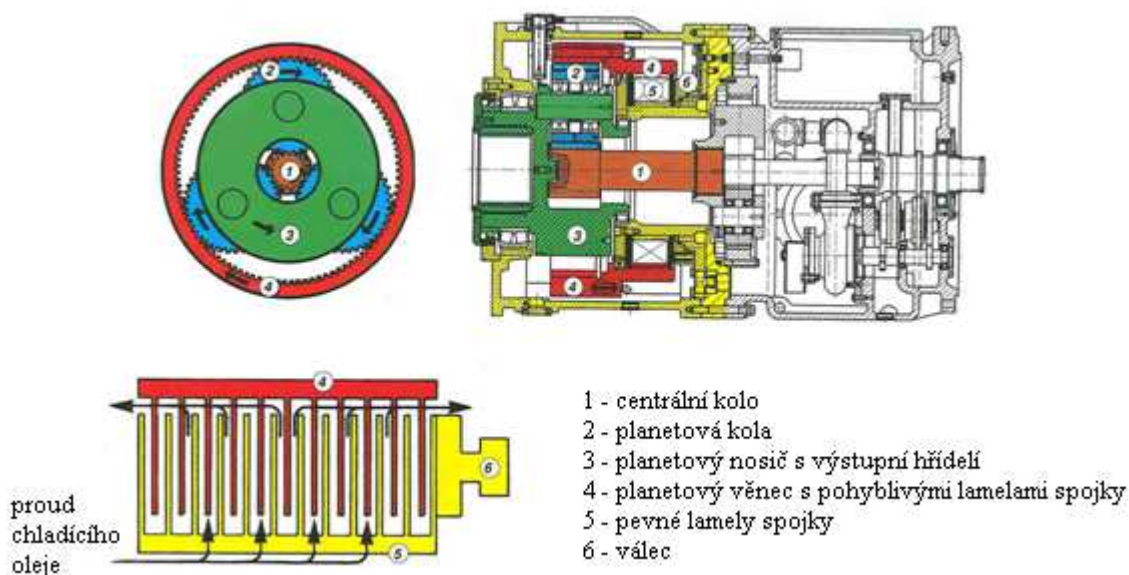
Z důvodu jednoduché konstrukce a vysoké spolehlivosti se jako pohony hřeblových dopravníků nejčastěji používají asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko. U těchto motorů je nutno použít rozběhovou spojku k eliminaci horší momentové charakteristiky. Tím lze předejít přehřátí a poškození elektromotorů při rozběhu plně naloženého dopravníku. Další možností jak ulehčit elektromotoru při rozběhu je použití frekvenčních měničů. Motor může být chlazen buďto vestavěným ventilátorem nebo pomocí konstrukce s vodním chlazením. Samozřejmostí při používání elektromotorů v hlubinných dolech je také jejich nevýbušné provedení k zamezení iniciace jiskry a následnému výbuchu uhelného prachu, který je v určité koncentraci se vzduchem velmi výbušný a jediná jiskra by mohla mít pro celý důl, a pracovníky v něm, katastrofální následky.

Například firma OSTROJ a.s., asi největší český výrobce hřeblových dopravníků a důlní techniky vůbec, dodává pro své porubové hřeblové dopravníky elektromotory s instalovaným příkonem až 3 x 1000 kW na jeden dopravník. Elektromotory se obvykle připevňují pomocí přírub k nosnému krytu rozběhové spojky, který je dále připevněn přímo ke skříni převodovky. Taktéž přírubově.

Kromě asynchronních elektromotorů s kotvou na krátko lze k pohonu důlních hřeblových dopravníků použít také pneumatické motory. Rozvody stlačeného vzduchu jsou dnes v hlubinných dolech bez problému k dispozici. Pneumatické motory mají oproti elektromotorům lepší rozběhové parametry. Odpadá proto použití rozběhových spojek a takovýto pohon si vystačí i s běžnou pružnou spojkou, například typu Periflex.

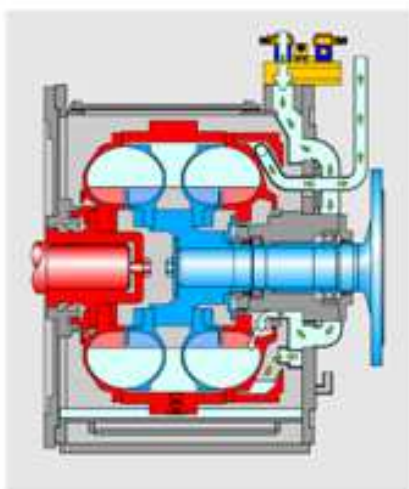
Pohony porubových dopravníků:

V současnosti se u porubových dopravníků preferují zejména dva typy pohonu. Pohon pomocí řízení CST firmy Bucyrus nebo pohon pomocí hydraulické spojky s proměnou náplní preferovaný ostatními firmami (Joy, Ostroj, Longwall Associate, apod.). Jedním z řešení je také použití pohonu s frekvenčním měničem, které však v oblasti porubových dopravníků není až tak běžné. Pohon s řízením CST (Controlled Start Transmission) znamená spojení motor - pružná spojka - planetová převodovka s mokrou lamelovou třecí spojkou, umístěnou uvnitř převodovky a s elektronickým prokluzem řízení spojky. CST řízení se používá u porubových dopravníků kde je nutné využití maximálního záběrového momentu všech motorů pohonů dopravníku a další požadavky kladené na těžký provoz pohonu porubového dopravníku. Tento pohon má velké výhody tkvící především v měkkém a dobrém rozjezdu, vyrovnaní tahů v řetězu, napnutí řetězu a ochraně proti přetížení a přetržení řetězu. V případě vzpříčení velkého kusu materiálu na dopravníku dojde okamžitě k rozpojení pohonu. Celý pohon funguje tak, že se nejprve rozběhnou elektromotory. Jakmile dosáhnou bodu zvratu, začnou vyvíjet tlak na pružnou lamelovou spojkou v převodové skříni, která začne postupně přenášet krouticí moment přes planetový převod na řetězový buben.



Obr. 2.4 – Planetová převodovka s lamelovou spojkou, [10]

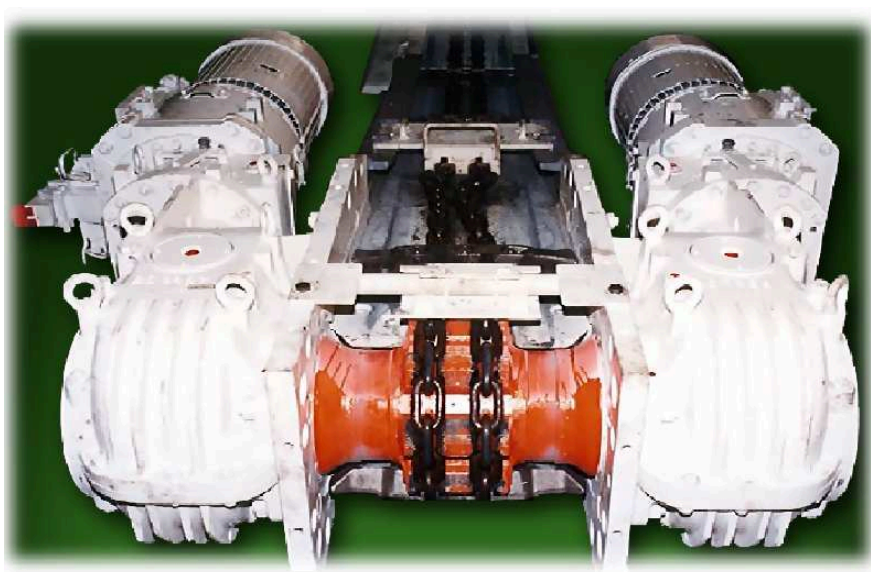
Pohon s hydraulickou spojkou s řízeným plněním je rozšířenější alternativou pohonu s CST řízením. Princip činnosti hydraulické spojky je všeobecně známý. Spojka pro porubové hřeblové dopravníky pracuje s vodním pracovním médiem z důvodu jednoduchosti použití v dole. Tyto spojky se používají až do výkonu 1600 kW. Rozdíl proti „klasické“ hydraulické spojce je, že je spojka neustále plněna a vyprazdňována vodou z důvodu chlazení celé spojky. Jakmile teplota vody ve spojce překročí určitou teplotu, otevře se výpustný ventil a teplá voda se vypustí ven, přičemž je zároveň čerpána nová voda do spojky bez nutnosti zastavení jejího chodu.



Obr. 2.5 – Hydraulická spojka Voith s řízeným plněním, [10]

Nezbytnou součástí každého pohonu hřeblového dopravníku je určitě také převodovka. Pro bezproblémový chod dopravníku je zapotřebí velkých krouticích momentů na řetězovém bubnu, které dosáhneme právě použitím vhodné převodovky s vysokým převodovým poměrem. Převodová skříň tvoří článek mezi samotným rámem poháněcí stanice a motorem s rozběhovou spojkou, které nese. Nejnovějším trendem je použití planetové převodovky, která má ve srovnání s obvyklou čelní nebo kuželočelní převodovkou, při stejném převodovém poměru, mnohem menší rozměry, což je v hlubinném dole nezanedbatelný aspekt. Jak již bylo ovšem naznačeno, hojně se také využívají dvoustupňové čelní převodovky při použití kolmého pohonu a kuželočelní převodovky u pohonu kolmých.

Z převodové skříně se krouticí moment přenáší už přímo na řetězový buben hřídelí s drážkovým spojením. Ten je osazen v závislosti na počtu řetězů řetězovými koly, tzn. jedním, dvěma nebo třemi. U řetězového bubnu je nezbytné najít vhodný kompromis mezi počtem zubů řetězových kol a rozměry celého bubnu. Samozřejmě, čím více zubů bude řetězové kolo mít, tím hladší chod řetězu ale celkově větší buben, což není v žádném případě žádoucí. Pokud byl zase počet zubů příliš malý, byl by řetěz navíc zatěžován velkými dynamickými silami vznikajícími při polygonovém efektu. Z těchto důvodů se volí počet zubů řetězových kol v rozmezí 6 až 8 zubů. Tvar a rozměry se řídí oborovou normou ON 44 5160 – Řetězová kola důlních strojů – Hlavní rozměry, popř. německou normou DIN 22256. Celé řetězové bubny jsou konstrukčně řešeny jako dělené z důvodu snadné montáže a případné demontáže při opotřebení některých dílů.



Obr. 2.6 – Řetězový buben s dvěma řetězovými koly, [8]

Poslední částí poháněcí stanice, která je rozebrána v této kapitole, je její kostrou. Řeč je o nosném rámu. Ten bývá řešen jako ocelová svařovaná konstrukce z poměrně silných plechů, neboť rám musí vlastně nést celý pohon o hmotnosti až 20 tun. Rám se připojí k trati dopravníku buďto přírubově pomocí šroubů nebo pomocí tzv. spojovacích činek. Pokud se jedná o hřeblový dopravník s čelním přesypem, je možno rám doplnit o usměrňující plechy, které pomáhají nasměrovat materiál přesypávající se přes poháněcí stanici na další hřeblový nebo pásový dopravník. Na následujícím obrázku je znázorněn rám poháněcí stanice s oboustranným rovnoběžným pohonem a řetězovým bubnem pro dvouřetězové centrální řetězové pásmo.

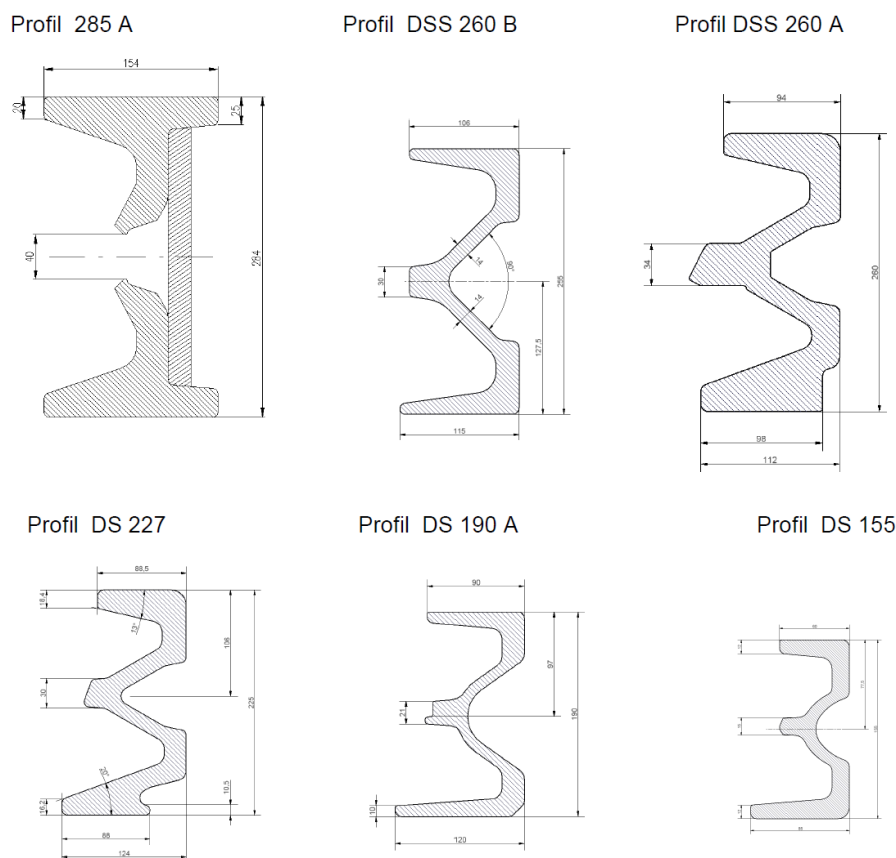
2.5.2. Vratná stanice

Vratná stanice slouží k převedení řetězového pásma ze spodní větve do horní. Jelikož porubové dopravníky dosahují oproti dopravníkům sběrným mnohem větších délek, i vratné stanice obou typů dopravníků se liší. Porubové dopravníky bývají totiž osazeny pohonem nejen na poháněcí stanici, ale také právě na stanici vratné a to z důvodu překonání pohybových odporů spodní větve. Na vratné stanici není zapotřebí takového výkonu elektromotorů jako na poháněcí stanici, jelikož stačí překonat pouze odpory z tření řetězců s hřebly o žlab a z čepového tření v ložiscích řetězového bubnu. Odpadají zde odpory z dopravy materiálu. Ale i přes tento fakt se na vratné stanici instalují motory se stejným výkonem jako na poháněcí stanici z důvodu univerzálnosti, servisu a údržby. Pohony na vratných stanicích u porubových dopravníků bývají pouze v jednostranném provedení z důvodu nutnosti zachování dostatku místa pro průjezd dobývacího ramene kombajnu. Jinak je konstrukce vratných stanic velice podobná těm poháněcím. Délky sběrných dopravníků se pohybují pouze v řádech desítek metrů, a proto je možno u těchto dopravníků použít vratnou stanic nepoháněnou. Rám takovéto vratné stanice může mít potom lehčí konstrukci, jelikož nemusí nést zatížení celého mnohatunového pohonu. Jedná se ale opět o velice podobné řešení.

Pro správný chod dopravníku je potřeba zajistit v řetězu určité předpětí, a proto ve většině případů vratná stanice zastává také napínací funkci. Ta je realizována pomocí hydraulického válce nebo válců. K eliminaci přičení celého vratného rámu se s výhodou používá dvou hydraulických válců umístěných rovnoběžně s osou dopravníku. To ovšem spíše u sběrných dopravníků. U porubových je nutno zajistit určitý prostor pro kombajn. To se ve většině případů řeší pouze jedním válcem a je to také předmětem této práce.

2.5.3. Dopravní trať

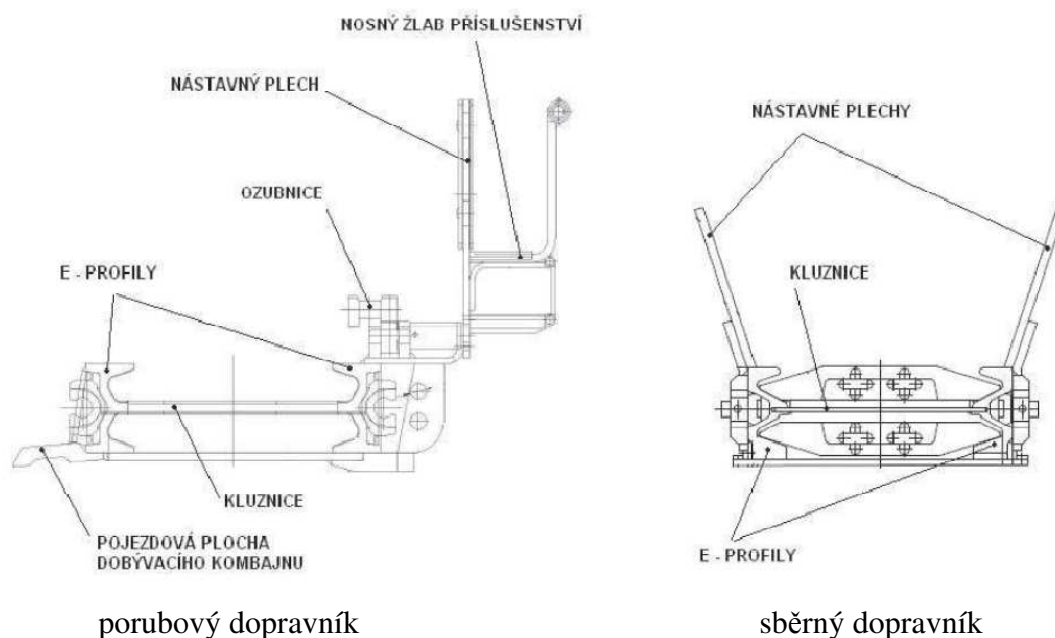
Dopravní trať tvoří nosnou část celého dopravníku, po které je unášen materiál. Skládá se ze žlabu, přechodových žlabů, spojovacích čínek a popř. rámu přesypu. Žlab jsou vlastně válcované nebo odlévané E profily z ořezavzdorné oceli umístěné čelem k sobě a spojené tzv. kluznicí, což je deska taktéž z ořezavzdorné oceli, po které se smýkají hřebel s materiálem. Kluznice je značně namáhána na otěr, proto se v dnešní době k její výrobě používá švédská jakostní ocel HARDOX.



Obr. 2.7 – Ukázky E-profilů fy SE-MI Technology a.s., [9]

Celá trať je řešena stavebnicovým způsobem, což zaručuje její snadnou dopravu do podzemí, montáž a demontáž. Standardní délka jedné sekce žlabu je 1500mm, 1750mm, ale i 2000mm. Z toho vyplývá, že jeden dopravník může být tvořen klidně až 250 takovými segmenty. Šířky žlabů se potom pohybují v rozmezí od 500 do 1300mm v závislosti na dopravním množství dopravníku.

Co se týče rozměrů a příslušenství žlabů porubových a sběrných dopravníků, jsou zde patrné rozdíly. Pro zajištění kontinuální dopravy by měl být sběrný dopravník navazující na porubový cca o 20% širší, aby se v místě přesypu zabránilo kupení materiálu. Na obr. 2.8 jsou porovnány oba typy žlabů.



Obr. 2.8 – Příčné průřezy dopravníků, [1]

U porubových hřeblových dopravníků bývá žlab osazen jednostranným nahrnovacím plechem, pro zvýšení dopravního průřezu dopravníku a z důvodu zamezení přepadávání materiálu přes dopravník při dobývání. Výška nastavného plechu se odvíjí od použitého dobývacího kombajnu a dopravního množství. Dále musí být na porubovém dopravníku zařízení k zajištění pohonu a vedení dobývacího kombajnu nebo pluhu. Tím bývá u kombajnu ozubnice (např. patentovaný systém EICOTRACK), u pluhových souprav potom vedení pro tažný řetěz. Pojezdová plocha potom kombajn podepírá. Rozvody elektřiny, vody, stlačeného vzduchu, HFA kapaliny a další příslušenství, důležité k provozu dopravníku a kombajnu, se umísťují do nosného žlabu příslušenství, který vede podél dopravního žlabu za nahrnovacím plechem. Žlaby sběrných hřeblových dopravníků bývají vybaveny oboustrannými nastavnými plechy, přimontovanými k bočním žlabu, což dovoluje výrazně zvýšit dopravní kapacitu dopravníku a lze jej takto krátkodobě přetížít.

2.5.4. Řetězové pásmo s hřebly

Tažným prvkem u hřeblových dopravníků je jeden nebo více řetězů, na které jsou připevněna hřebla. Řetězové pásmo může být uspořádáno ve čtyřech variantách, a to jako jednořetězové, dvouřetězové, třířetězové a dvouřetězové pásmo s centrálně uloženými řetězy. Dříve používané jednořetězové pásmo je postupně vytlačováno dvouřetězovým s centrálně uloženými řetězy. To z důvodu značného namáhání řetězu tahovou silou. Snižuje se počet spojek řetězu, čímž se dosahuje plynulejšího chodu dopravníku, menších dynamických sil jdoucích do řetězu a také riziko havárie. Minimem je trojnásobná bezpečnost proti přetržení řetězu. Dvou a třířetězové pásma potom využívají řešení uchycení hřebel pomocí třmenů na jejich vnějším okraji. Potom řetězy procházejí drážkou v E-profilu a jejich velikost je tímto omezena.

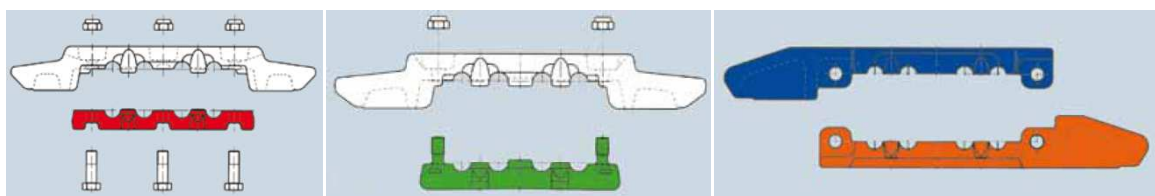
Návrhem řetězů pro důlní zařízení se zabývá norma ČSN 02 3215. Převážně se jedná o vysokopevnostní článkové řetězy, jejichž velikost je dána tloušťkou a roztečí článku. Kromě klasických článkových řetězů je možno použít i speciálně upravených řetězů se zploštělými články. Takovými to, ale i jinými se zabývá německá firma THIELE. Ta se mimo jiné také orientuje na výrobu různých typů hřebel. Porovnání klasického článkového řetězu a speciálního plochého řetězu je na obr. 2.9.



Obr. 2.9 – Klasický a plochý článkový řetěz fy THIELE, [11]

Řetěz se vlivem působení tahové síly prodlouží. Je nutné, aby tento negativní jev nepřesáhl určitou hranici. V tomto případě je hranicí prodloužení řetězu vypočtené dle vztahu $\Delta L_R = \frac{t}{100} \cdot (1 + 0,15 \cdot n_\ell)$, kde t je rozteč řetězu a n_ℓ počet článků řetězu. Prodloužení by nemělo přesahovat 0,15% délky celého řetězu.

Hřebla se vyrábí pouze kovaná. Mohou se lišit konstrukcí pro jednosměrnou i obousměrnou dopravu materiálu. Zatímco v minulosti se hřebla spojovala s řetězem třmeny, dnes se dělená hřebla montují přímo na řetěz, který tak může být vcelku. Tím je zvýšena bezpečnost a jeho provozní spolehlivost. Dvoudílná hřebla se na řetězy montují nejčastěji pomocí šroubů. Různé typy takovýchto hřebel z nabídky firmy THIELE jsou zobrazeny na obr. 2.10.



Obr. 2.10 – Konstrukce hřebel fy THIELE, [11]



Obr. 2.11 – Hřebel THIELE, [11]

3. DOBÝVACÍ ZAŘÍZENÍ V HLUBINNÝCH DOLECH

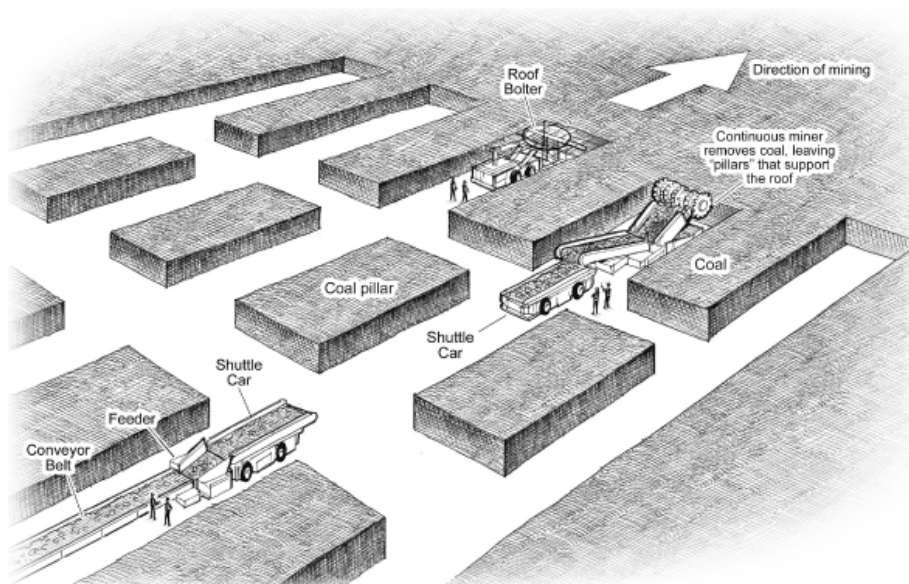
V této práci se budu zabývat hlavně porubovým dobýváním uhlí, jehož jsou hřeblové dopravníky součástí. Kromě porubové metody dobývání existuje dále ještě metoda komorová, u které se k dobývání uhlí používá speciálních kontinuálních dobývacích zařízení.

3.1. Komorové dobývání



Obr. 3.1 – Dobývací stroj fy JOY Mining Machinery, [12]

Komorová metoda dobývání je důlní systém, ve kterém se materiál těží křížně ve vodorovné rovině, přičemž takto vzniklé „pilíře“ nedotčeného původního materiálu tvoří podporu střešního nadloží. Tento systém je používán při těžbě uhlí, ale také železné rudy. Úspěchem je správně navrhnout velikost ponechaných pilířů. Pokud by byly příliš malé, mohlo by se celé důlní dílo zhroutit. V opačném případě zde zůstane velké množství drahocenného materiálu a pak klesá ziskovost dolu.

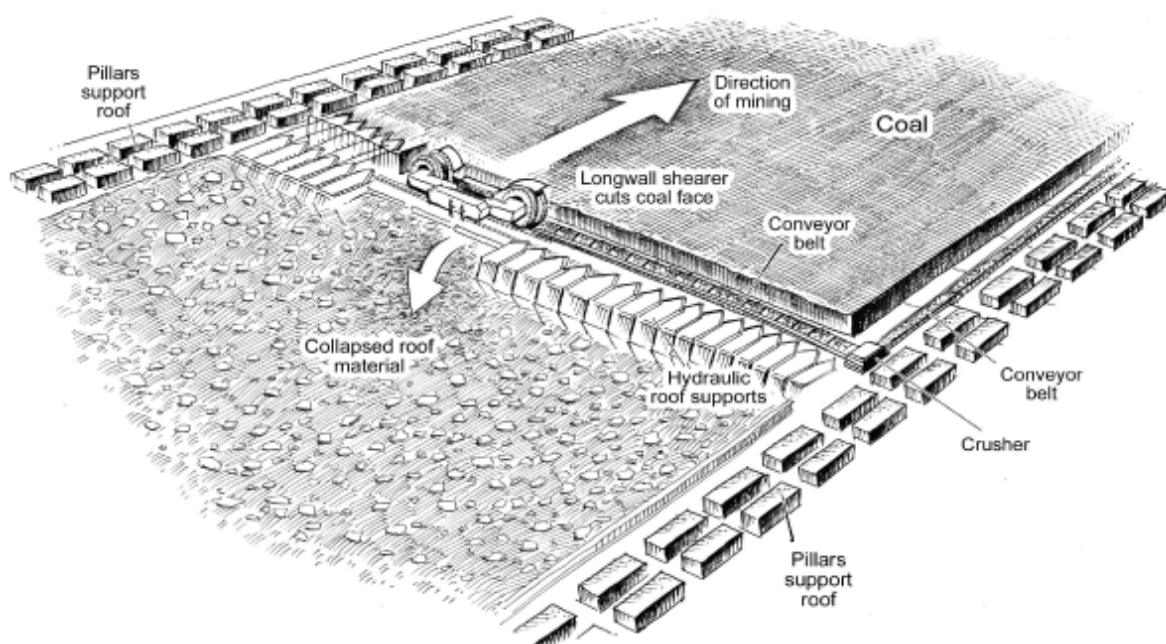


Obr. 3.2 – Schéma komorového dobývání, [13]

3.2. Porubové (stěnové) dobývání

Porubové dobývání je forma hlubinné těžby uhlí, kde je materiál odebíráán z dlouhé stěny, tzv. porubu, který bývá 250 – 400m dlouhý a až 4 km široký. Tento typ těžby je velmi efektivním a také automatizovaným typem hlubinného dobývání uhlí.

Základní myšlenka porubového dobývání vznikla v Anglii na konci 17 století. Horníci postupně odstraňovali uhlí po šířce porubu a pomocí dřevěných vzpěr kontrolovali zasypávání odtěžených prostor. Toto bylo ve své době známo jako tzv. Shropshireova metoda. Zatímco technologie se od této doby značně změnily, základní myšlenka zůstala zcela zachována. Odstranit v podstatě všechno uhlí z širokého porubu a poté umožnit kamennému nadloží propad na závalovou stranu, při zachování bezpečného prostoru pro osádku důlních zařízení.



Obr. 3.3 – Schéma porubového dobývání, [13]

Nejprve je potřeba uskutečnit otvirkové práce ke zpřístupnění ložiska uhlí. Poté se podél ložiska razí z obou stran porubové chodby, které se nakonec spojí tzv. překopem. Poté je po instalaci nezbytných strojních zařízení porub připraven k těžbě. Při porovnání obou zmíněných metod dobývání pak zjistíme, že porubové má více než 80% výtěžnost uhlí, zatímco komorové pouze asi 60% v závislosti na velikosti ponechaných pilířů. Porubový systém je také lepší z hlediska bezpečnosti obsluhy, jelikož strop je neustále jištěn mechanizovanými výztužemi.

3.3. Strojní zařízení v porubu

Na počátku 20. století se k těžbě uhlí nejčastěji používaly pneumatické sbíječky nebo brázdicí stroje. S rostoucími nároky na kapacitu a s ní související mechanizaci těžby se na přelomu poloviny 20. století začaly používat dobývací kombajny, pluhy a škrabáky v kombinaci s hřeblovými dopravníky a mechanizovanými výztužemi. Tyto zařízení procházejí dodnes neustálým vývojem a jsou intenzivně užívány k rozpojovacím pracím v hlubinných dolech po celém světě.

3.3.1. Dobývací kombajny

Dobývací kombajny jsou elektricky poháněné hydraulické řezací stroje, které se také uplatňují jako nakladače. Průměrná délka kombajnu je 15m a jeho hmotnost se může pohybovat i kolem 100t. Rychlost posuvu při dobývání je potom cca 15 m/min, i když například v USA je v dole Twenty Mile Colliery v provozu kombajn s dobývací rychlostí 45 m/min. Kombajny můžeme dělit:

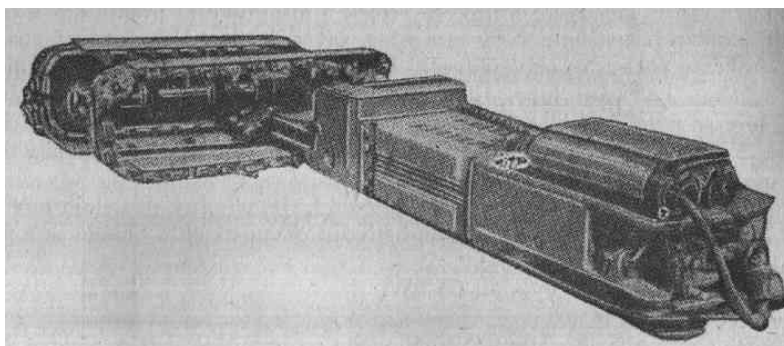
- a) dle šířky záběru
 - širokopokosové
 - úzkopokosové

- b) dle rozpojovacího orgánu
 - válcové
 - korunkové
 - řetězové
 - kombinované

- c) dle způsobu dobývání
 - jednosměrné
 - obousměrné

- d) dle způsobu pohybu
 - s vlastním pohonem
 - tažené řetězem

Od svých počátků prošly důlní kombajny obrovským vývojem. Dnes to jsou plně automatizovaná zařízení, která nejen rozpojují uhelné sloje, ale jsou uhlí schopna nakládat na dopravník, jsou vybavena drtičem atp. První typy kombajnů, jako byly například kombajny Donbas, Šacht'or nebo Gorňak, patřily do skupiny jednosměrných širokopokosových. Takovéto kombajny měly poměrně široký záběr (cca 2m), avšak velmi malou rychlost posuvu ve směru dobývání (pouze 1,5m/min). Navíc při každé dojezdu na konec porubu, musel být kombajn demontován a následně opět namontován zpět na počátek. Dále bylo nutností použití stojek a výztuh, protože takovéto kombajny s velkým záběrem odkrývaly poměrně velkou část stropu. S postupnou modernizací důlních zařízení se byly tyto kombajny postupně vytlačeny kombajny úzkopokosovými.

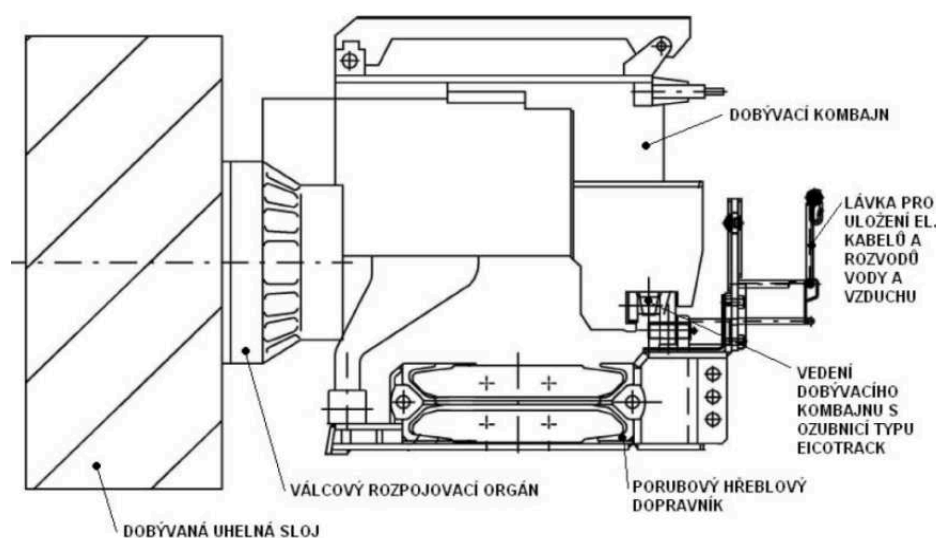


Obr. 3.4 – Dobývací kombajn Donbas, [14]

Právě úzkopokosové kombajny jsou v současnosti těmi nejpoužívanějšími, co se týče dobývání černého uhlí v hlubinných dolech. Šířka záběru se pohybuje do 1m (nejčastěji 0,85m). Dobývací kombajny různých výrobců se liší svými parametry tak, aby vždy došlo k uspokojení potřeb zákazníka. Proto můžeme na trhu najít spoustu typů kombajnů od předních světových výrobců, jako jsou BUCYRUS International Inc. (divize fy The CATERPILLAR Inc.), JOY Mining Machinery nebo EICKHOFF.

Dobývací kombajn putuje podél čela uhelné sloje a velkým bubnem nebo řezací hlavou, na které je množství řezných orgánů, postupně odkrajuje kusy uhlí. Bubny jsou umístěny na dvou hydraulicky ovládaných ramenech. Na každé straně kombajnu jedno. Potom jedno z ramen kopíruje linii stropu a druhé počvy. To při obousměrném dobývání dělá z kombajnu velmi efektivní těžební nástroj. Řezný buben je také kromě řezných nástrojů osazen tryskami pro rozstřík vodní emulze k zamezení výbuchu uhelného prachu při odletu jiskry, když řezný nástroj najede na kámen, ale také k omezení prašnosti v porubu.

Kombajn je uložen kluzně na žlabu hřeblového dopravníku a jeho pohyb je zajištěn buďto vrátkem umístěným na obou koncích dopravníku nebo dnes má častěji každý kombajn svůj elektrický pohon a je veden pomocí ozubnice (systémy EICOTRACK, DYNATRACK, ROLLTRACK, POWERTRACK, atp.) umístěné opět přímo na žlabu dopravníku. Dnes už jsou v dolech samozřejmostí rozvody elektřiny, vody a stlačeného vzduchu nezbytných pro chod kombajnu a vůbec veškeré techniky v dole. Všechny hadice a kabely jsou uloženy na pomocné lávce hřeblového dopravníku a jsou samočinně navíjeny a odvíjeny kabelovými ukladači. Kolem řezné hlavy se může v plném rozsahu 360° otáčet radlice uložená taktéž na rameni kombajnu. Radlice má za úkol čistit plochu vzniklou odtěžením uhlí z uhelné sloje, pomoci nahazovat materiál na dopravník a zamezovat rozptylu uhlého prachu.



Obr. 3.5 – Schéma porubového dobývacího komplexu, [9]

VÝHODY	NEVÝHODY
<ul style="list-style-type: none"> - použití pro větší mocnosti sloje - obousměrné dobývání uhlí - práce v příčném ($\pm 35^\circ$) i podélném ($\pm 20^\circ$) úklonu - robustní konstrukce - odolnost vůči klimatickým podmínkám v dole - plně elektrické a automatizované zařízení v nevýbušném provedení 	<ul style="list-style-type: none"> - drcení uhlí při dobývání - vysoká prašnost - vysoké pořizovací náklady - hmotnost (až 150t)

Parametry největšího z řady moderních kombajnů fy CAT: typ EL4000, [12]

Mocnost porubu:	4 – 7m	Výkon pojezdu	2x150 kW
Délka kombajnu	16,7m	Rychlost pojezdu	až 32 m/min
Instalovaný výkon	až 2295 kW	Tažná síla pohonu	až 1075 kN
Výkon řezných orgánů	2x860 kW	Hmotnost kombajnu	140 t
Průměr řezného bubnu	až 3,5m	Výška kombajnu	1050 mm



Obr. 3.6 – Dobývací kombajn CAT EL4000, [15]

3.3.2. Pluhové soupravy

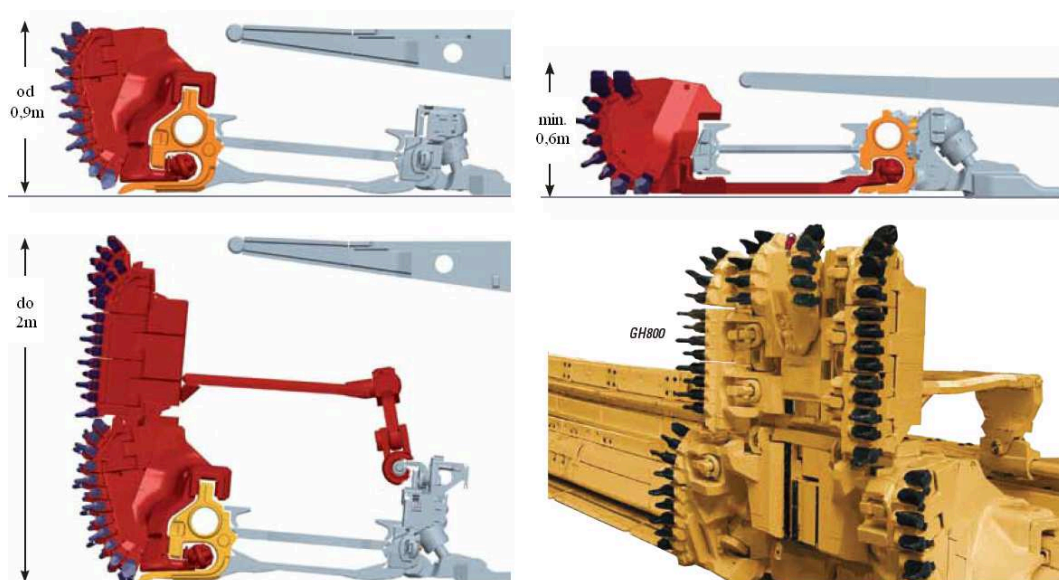
Důlní pluhy jsou jednoduché řezné nástroje používané při stěnovém dobývání černého uhlí v porubech s menší mocností a měkčím, dobře pluhovatelným uhlím. Mocnost uhelných slojí, kde lze pluh použít se pohybuje od 0,6 do 2m. Princip práce uhelného pluhu je jednoduchý. Ocelový pluh unášený nekonečným tažným prvkem z jednoho konce porubu na druhý odebírá „třísku“ uhlí jak ve vodorovných, tak v úklonných porubech do $\pm 60^\circ$. Z hlediska způsobu rozpojování uhlí existují dva typy pluhů:

Statické pluhy – uhlí je rozpojováno působením statické síly břitů

Dynamické pluhy – odřezávání jednotlivých vrstev uhlí dynamickými silami a rázy pluhu, požadavek na umístění pohonu přímo v pluhu

Součástí pluhového dobývacího komplexu je, stejně jako u kombajnového, porubový hřeblový dopravník, mechanizované výztuže a samozřejmě samotný pluh. Tak jako kombajnu, je i pluhu oporou žlab hřeblového dopravníku, po kterém pluh pojíždí. Pohyb pluhu bývá zajištěn tažným řetězem (výjimečně ocelovým lanem), který je veden podél žlabu dopravníku a je většinou umístěn na závalové straně (viz obr. 3.7). K pohonu se používají, stejně jako u hřeblových dopravníků, nevýbušné asynchronní elektromotory s kotvou nakrátko.

Pluhové soupravy jsou oproti kombajnům jednodušší a ekonomicky méně náročné. Jejich dobývání je oboustranné, čili efektivní. Rychlosti pluhů se pohybují kolem 2-3 m/s s instalovaným příkonem pohonu až 2 x 800 kW.



Obr. 3.7 – Ukázky pluhových souprav fy CAT, [15]

Parametry řady pluhových souprav fy CAT: [12]

Pluhová souprava	<i>RHH800</i>	<i>GH800</i>	<i>GH1600</i>
<i>Výška tělesa pluhu</i>	0,6 – 1,6m	0,9 – 2,0m	1,0 – 2,3m
<i>Výška pokosu</i>	0,8 – 1,6m	1,0 – 2,0m	1,1 – 2,3m
<i>Tvrдость uhlí</i>	měkké až tvrdé	měkké až tvrdé	střední až velmi tvrdé
<i>Max. úklon poruby</i>	do 60°	do 60°	do 60°
<i>Instalovaný příkon</i>	2x400 kW	2x400 kW	2x800 kW
<i>Rychlost pluhu</i>	až 2,5 m/s	až 3,0 m/s	až 3,6 m/s
<i>Max. řezná hloubka</i>	150 mm	180 mm	250 mm

Z českých předních výrobců důlní techniky nabízí firma OSTROJ Opava a.s. dva základní typy pluhových souprav. A to vytrhávací a kluzný pluh.

Vytrhávací pluhy:

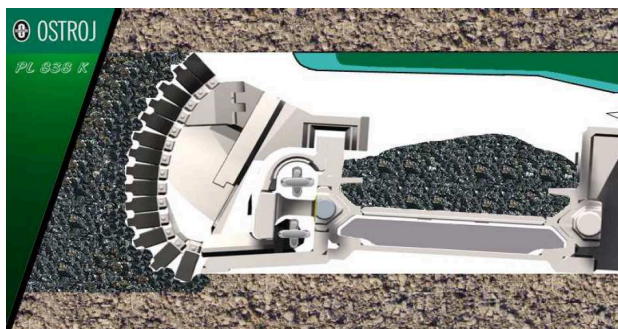
Jde o pluhovou soupravu s atypickou tratí hřeblového dopravníku a pluhovým vedením s řetězem na závalové straně. Mezi výhody těchto pluhů patří možnost použití pro velmi malé mocnosti slojí (od 0,6m), snadný přístup k tažnému řetězu pluhu, vysoká bezpečnost při manipulaci s řetězem i v úklonech a použitelnost pro dobře až špatně pluhovatelné uhlí. Mezi nevýhody by se daly zařadit ztráty třením pluhového tělesa o počvu, dýchání dopravníku při průjezdu pluhového tělesa a nemožnost rozpojování velmi špatně pluhovatelného uhlí a kamene.



Obr. 3.8 – Vytrhávací pluh fy OSTROJ Opava a.s., [8]

Kluzné pluhy:

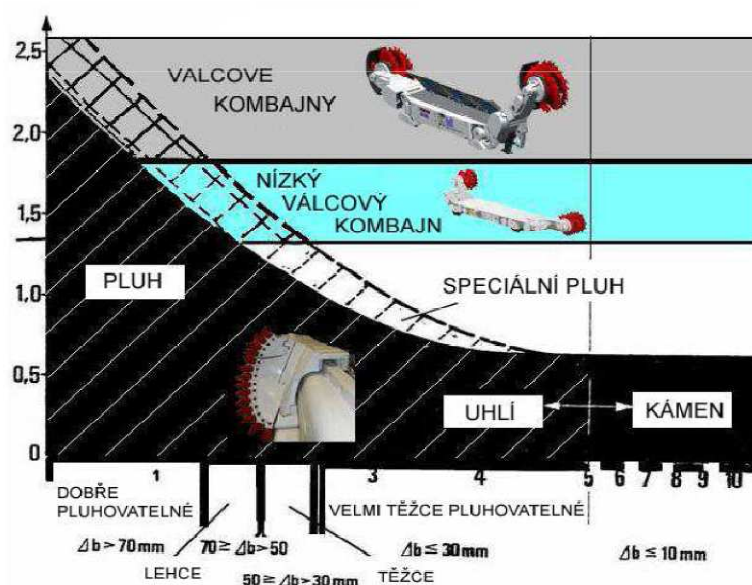
Podobné jako pluhy vytrhávací, ale tažný řetěz je umístěn na pilířové straně. Kluzné pluhové soupravy jsou určeny pro sloje s větší mocností. Zhruba od 0,9m a při použití portálu lze dobývat mocnosti až do 2m. Jako další z výhod lze jmenovat dobrou ovladatelnost při bořivé počvě, nízké ztráty třením pluhového tělesa a použitelnost i pro velmi špatně pluhovatelné uhlí. Naopak jako nevýhody musíme uvést nevhodnost pro sloje pod 0,9m, nesnadný přístup k tažnému řetězu a vysokou obtížnost a nebezpečnou při manipulaci s ním.



Obr. 3.9 – Kluzný pluh fy OSTROJ Opava a.s., [8]

3.3.3. Srovnání kombajn – pluh

Vybavit porub vhodným dobývacím zařízením je vždy ekonomicky nesmírně náročné. Proto je nutné zvážit všechny faktory těžby jako je mocnost sloje ložiska uhlí, úklon porubu, kapacita ložiska, finanční možnosti, návratnost a rozhodnout se, zda bude výhodnější použít důlní kombajn nebo pluhovou soupravu. Na obr. 3.10 je znázorněn diagram používání kombajnů a pluhů v závislosti na mocnosti sloje a pluhovatelnosti uhlí. Z diagramu vyplývá, že u dobře pluhovatelného uhlí lze použít pluhy až do mocnosti kolem 2,5m a u mocností pod 1m je využití pluhové soupravy dokonce nezbytné. Kombajnu se vyplatí užít pouze v případě velkých mocností slojí nebo špatně pluhovatelného uhlí. Pluhy jsou v zásadě konstrukčně mnohem jednodušší než kombajny, z čehož vyplývá příznivější náklady na pořízení, údržbu i servis. Také dosahují větších dobývacích rychlostí a tím větší efektivity těžby.



Obr. 3.10 – Diagram použitelnosti kombajnů a pluhů v závislosti na mocnosti sloje a pluhovatelnosti těženého uhlí, [8]

Výčet výhod pluhů před kombajny:

- možnost dobývání velmi nízkých slojí
- použití v úklonu až 60° bez nutnosti brzd
- možnost zajištění stropu výztuží ihned po odebrání materiálu
- lepší rozpojovací vlastnosti, větší kusy uhlí, menší prašnost
- lepší kvalita pracovního prostředí v porubu a vyšší bezpečnost
- vyšší rychlosti dobývání
- automatizace provozu, obsluha nemusí být přímo v porubu

3.3.4. Mechanizované výztuže

Mechanizované výztuže jsou samoposuvné ocelové konstrukce, které jsou navzájem propojeny po celé délce porubu (až 400m). Každá jednotka této výztuže je pevně spojena s porubovým hřeblovým dopravníkem, který posouvá uhelným ložiskem ve směru postupu dobývání. Hlavními úkoly mechanizovaných výztuží je udržet bezpečné a uhlí produktuschopné prostředí porubu, kontrola a řízení závalu, vymezení prostoru mezi počvou a stropem porubu, zamezení propadu stropu a padání kamenů při důlních otřesech. V současné době jsou výztuže řešeny stavebnicovým způsobem dle rozdílných specifických podmínek v každém dole. Jeden segment výztuže se skládá ze základny, stropní podpěry, stojiny a hydraulického válce. Rozsah výšek podpor se pohybuje v rozmezí od 550 do 7500 mm. Standardní šířka jedné sekce je cca 1500-2000 mm a každou takovouto sekci lze zatížit silou rovnající se až 1750 tunám.

Parametry mechanizované výztuže fy OSTROJ Opava a.s.: MV OSTROJ 17/37 HD

<i>Minimální provozní výška sekce</i>	2000 mm
<i>Maximální výška sekce</i>	3700 mm
<i>Maximální úklon podél pilíře</i>	25°
<i>Úklon ve směru postupu porubu</i>	±15°
<i>Šířka sekce</i>	1750 mm
<i>Nosnost sekce</i>	9068 kN
<i>Síla přesouvání sekce</i>	565 kN
<i>Síla přesouvání dopravníku</i>	203 kN



Obr. 3.11 – Mechanizovaná výztuž OSTROJ 17/37 HD, [8]



Obr. 3.12 – Fotografie porubu, [15]

4. TECHNOLOGICKÝ VÝPOČET DOPRAVNÍKU

Cílem technologického výpočtu hřeblového dopravníku je volba všech podstatných součástí dopravníku výpočtem velikosti tahových sil v řetězech. Ty by měly být provedeny s maximální přesností a precizností, jelikož jejich hodnota je hlavním parametrem při volbě a dimenzování pohonu celého dopravníku. Výpočet hřeblových dopravníků se řídí oborovou normou ON 44 5721 – „DŮLNÍ HŘEBLOVÉ DOPRAVNÍKY, Výpočet hlavních parametrů“. Tato norma platí pro výpočet hlavních parametrů hřeblových dopravníků používaných pro dopravu těženého uhlí a rubaniny v hlubinných dolech.

I přes to, že norma pro veškeré koeficienty uvádí doporučené hodnoty, tak tyto hodnoty byly ještě konzultovány s odborníkem z praxe a na jeho doporučení upraveny tak, aby bylo dosaženo co možná největšího přiblížení k současnému trendu konstrukce hřeblových dopravníků. Norma ON 44 5721 je v platnosti již od 27. 11. 1984 a za tu dobu se technologie výroby a technika vůbec posunula o značný kus cesty kupředu. Výpočty v této práci se tedy řídí již zmíněnou normou, ale také dostupnou literaturou z oboru důlní dopravy. Pro potřebu tohoto výpočtu jsem vytvořil v programu MS Office Excel 2003 vlastní aplikaci k výpočtu hřeblových dopravníků (VHD) a jeho optimalizaci bez nutnosti ručního přepočítávání a tím jsem přispěl k celkovému zpřesnění výpočtu bez nutnosti zaokrouhlování.

4.1. Zadané parametry dopravníku

Vstupní hodnoty stejně jako celé zadání této diplomové práce pocházejí přímo z praxe od jednoho z největších výrobců důlní techniky v ČR OSTROJ Opava a.s.



Obr. 4.1 – Logo fy OSTROJ Opava a.s., [8]

Vstupní hodnoty výpočtu:

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
<i>Dopravní množství</i>	Q	1100	$[\text{t}\cdot\text{h}^{-1}]$
<i>Délka dopravníku</i>	L	260	$[\text{m}]$
<i>Vnitřní šířka dopravníku</i>	B	800	$[\text{mm}]$
<i>Sklon dopravníku</i>	ε	0	$[\text{°}]$
<i>Rychlost dopravníku</i>	v	1	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
<i>Dopravní řetěz</i>	-	38 x 137	$[\text{mm}]$
<i>Počet zubů řetězového kola</i>	z	7	$[\text{ks}]$
<i>Rozteč řetězu</i>	K_A	200	$[\text{mm}]$
<i>Převodový poměr převodovky</i>	i_p	39	$[-]$
<i>Výkon elektromotoru</i>	P	3 x 400	$[\text{kW}]$

Tab. 4.1 – Vstupní hodnoty výpočtu

4.2. Výpočet dle literatury s konzultací odborníka z praxe**4.2.1. Výpočet rychlosti toku materiálu**

I když dopravní rychlost hřeblového dopravníku mezi zadanými parametry máme, je potřeba určit tzv. rychlost toku materiálu. Řetězové pásmo s hřebly se pohybuje rychlostí $v = 1\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, ale je potřeba počítat s faktem, že dobývací kombajn, který po dopravníku pojíždí, má také svou rychlost. Navíc se jedná o kombajn obousměrný, čili se obě rychlosti mohou vzájemně sčítat nebo odečítat v závislosti na tom, zda kombajn dobývá ve směru nebo proti směru chodu dopravníku. Musíme brát v úvahu horší z obou případů. Ten nastane, když je směr pohybu kombajnu i dopravníku shodný.

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
<i>Rychlost dopravníku</i>	v	1	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
<i>Rychlost dobývání kombajnu</i>	v_D	15	$[\text{m}\cdot\text{min}^{-1}]$

Tab. 4.2 – Hodnoty rychlostí

Výpočet rychlostí toku materiálu na dopravníku se tedy stanoví jako rozdíl rychlosti dopravníku a dobývací rychlosti kombajnu dle vztahu (4.1).

$$\Delta v = v - \frac{v_D}{60} \quad (4.1)$$

$$\Delta v = 1 - \frac{15}{60} = 0,75 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

4.2.2. Potřebný průřez náplně žlabu

Dalším krokem je návrh příčného průřezu dopravní tratě. Ten vychází z úpravy vzorce pro výpočet dopravního výkonu kontinuální dopravy $Q = 3,6 \cdot S \cdot \rho_s \cdot v \cdot k_\varphi$. Z tohoto vzorce vyplývá, že dopravní výkon závisí na třech hlavních parametrech. Dopravním průřezu, sypné hmotnosti materiálu a rychlosti dopravníku. Z nám známých parametrů proto určíme potřebný dopravní průřez S_P pomocí vzorce (4.2).

Volím:

Sypná hmotnost rubaniny $\rho_s = 1250 \text{ kg} \cdot \text{m}^3 \text{ *)}$

Součinitel plnění dopravníku $k_\varphi = 0,9$

$$S_P = \frac{Q}{3,6 \cdot \rho_s \cdot \Delta v \cdot k_\varphi} \quad (4.2)$$

$$S_P = \frac{1100}{3,6 \cdot 1250 \cdot 0,75 \cdot 0,9} = 0,356 \text{m}^2$$

4.2.3. Kontrola dopravního průřezu

Pro dopravník je navržen standardní dopravní žlab pro porubové hřeblové dopravníky o šířce $B = 800 \text{mm}$ a je potřeba ověřit, zda tento žlab splňuje podmínku potřebného dopravního průřezu z kapitoly 4.2.2. pomocí vztahu (4.3).

Z obr. 4.2 je patrné, že tvar teoretického průřezu platí jen pro výpočet. Skutečný tvar je různorodý a značně odlišný (vyznačen čárkovaně). U porubových dopravníků při dopravě těžného uhlí odpovídá plocha teoretického průřezu při dynamickém sypném úhlu rubaniny $\psi_D = 25^\circ$ přibližně největším hodnotám naměřeným v provozu pro dané rozměry dopravníku. U sběrných dopravníků se uvažuje hodnota o 20% vyšší.

$$S_S = S_1 + S_2 = 0,45 \cdot b_1 \cdot h + 0,5 \cdot b_2^2 \cdot \text{tg} \psi_D \quad (4.3)$$

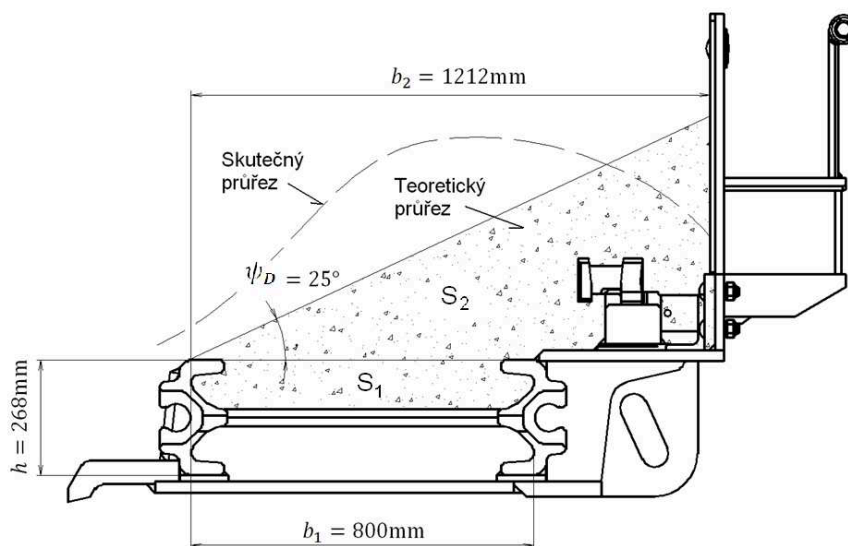
$$S_S = 0,45 \cdot 0,8 \cdot 0,268 + 0,5 \cdot 1,22^2 \cdot \text{tg} 25^\circ = 0,444 \text{m}^2$$

Měrná hmotnost materiálu na dopravníku:

$$q_1 = \frac{Q}{3,6 \cdot \Delta v}$$

(4.4)

$$q_1 = \frac{1100}{3,6 \cdot 0,75} = 407,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$



Obr. 4.2 – Příčný řez dopravním žlabem

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Potřebný dopravní průřez	S_P	0,356	[m ²]
Skutečný dopravní průřez	S_S	0,444	[m ²]

Tab. 4.3 – Srovnání dopravních průřezů

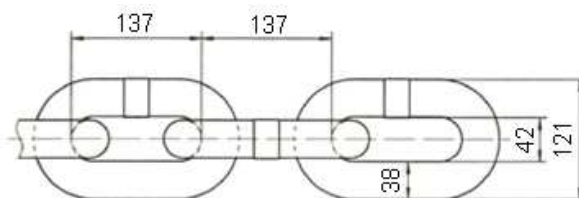
Z porovnání průřezových ploch $S_S > S_P$ vidíme, že základní podmínka je splněna. Dopravník bude schopen při dané rychlosti dopravovat námi požadované dopravní množství.

4.2.4. Volba řetězového pásma s hřebly

Řetězové pásmo s hřebly je jednou z nejdůležitějších částí hřeblového dopravníku. Skládá se z jednoho nebo více řetězů, hřbel a spojek řetězů. V této fázi výpočtu je volba řetězu pouze jakýmsi odhadem. Správnost volby bude muset na úplném konci celého technologického výpočtu potvrdit pevnostní kontrola řetězu. Řetězy jsou nejvíce namáhanou částí hřeblových dopravníků, a proto musí být z důvodu bezpečnosti a životnosti navrhovány s minimálně trojnásobnou bezpečností.

Volba řetězu:

Volím vysokopevnostní článkový řetěz 38 x 137 (d x t) dle normy DIN 22252, určený speciálně pro důlní zařízení od renomovaného německého výrobce dopravní a zdvihací techniky THIELE. Dopravník je dvouřetězový, proto budou tyto řetězy použity dva.



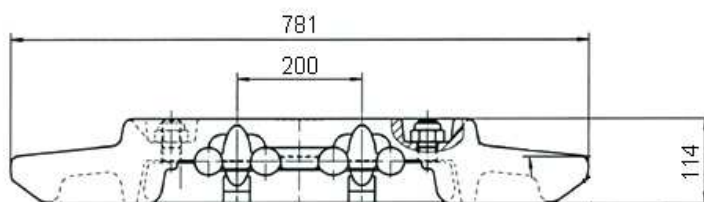
Obr. 4.3 – Rozměry řetězu, [13]

Parametr	Hodnota	Jednotka
<i>Velikost řetězu</i>	38 x 137	[mm]
<i>Zkušební síla</i>	1430	[kN]
<i>Prodloužení při zkušební síle</i>	1,6	[%]
<i>Síla při přetržení</i>	1910	[kN]
<i>Prodloužení při přetržení</i>	16	[%]
<i>Měrná hmotnost řetězu</i>	29	[kg·m ⁻¹]

Tab. 4.4 – Parametry řetězu, [11]

Volba hřebel:

Hřeblo volím taktéž od fy THIELE (zajištění kompatibility) pro dva centrálně uložené zvolené řetězy 38x137 a jejich rozteč $K_A = 200$ mm to bude konkrétně hřeblo s označením THIELE 781/38/200. Hřeblo budou na řetězy namontována každý šestý článek řetězu. Vzdálenost mezi hřebly bude pak $t_h = 822$ mm. Hmotnost jednoho hřeblo je $m_h = 42,8$ kg.



Obr. 4.4 – Rozměry hřeblo, [11]

Měrná hmotnost řetězového pásma:

Pro další postup je nezbytné určit metrovou hmotnost řetězového pásma. Známe jak metrové hmotnosti řetězů, tak hmotnost jednoho hřebel s jeho roztečí. Proto není problém podle vztahu (4.5) vypočítat měrnou hmotnost celého pásma.

$$q_2 = n_r \cdot m_r + \frac{m_h}{6 \cdot t} \quad (4.5)$$

$$q_2 = 2 \cdot 29 + \frac{42,8}{6 \cdot 0,137} = 110,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

4.2.5. Výpočet obvodové síly na řetězovém bubnu

Celková obvodová síla na hnacím řetězovém bubnu není nic jiného, než síla potřebná k překonání všech odporů na trase dopravníku. A to jak v horní (F_h), tak ve spodní (F_s) větvi.

Síla potřebná k překonání odporů v horní větvi:

Síla potřebná k překonání odporů proti pohybu v horní větvi se počítá jako součet (dovrchní doprava) nebo jako rozdíl (úpadní doprava) vodorovné a svislé složky všech odporů působících proti pohybu. Stěžejním členem při výpočtu odporů horní větve je součinitel odporu horní větve, kterým se při známých měrných hmotnostech řetězového pásma a materiálu a známé délce dopravníku určuje celkový odpor horní větve, který vzniká při tření řetězů, hřebel a materiálu o žlab dopravníku. Pro stanovení součinitele odporu horní větve existuje doporučený empirický vzorec (viz vztah 4.7), ale v následujícím výpočtu jsem součinitel na doporučení konzultanta volil s ohledem na poznatky z praxe. K odporům vznikajícím třením je ještě nutno připočíst odpor ze zvedání materiálu (sinovou složku tíhy materiálu a řetězového pásma).

Volím:

Součinitel odporu horní větve $k_h = 0,35 *$

Součinitel zakřivení tratě (příčně přesouvaný dopravník) $k_z = 1,2$

$$\begin{aligned} F_h &= L \cdot (q_1 + q_2) \cdot g \cdot (k_h \cdot \cos \varepsilon + \sin \varepsilon) \cdot k_z \\ F_h &= 260 \cdot (407,4 + 110,1) \cdot 9,81 \cdot (0,35 \cdot \cos 0^\circ + \sin 0^\circ) \cdot 1,2 \\ F_h &= 554\,347 \text{ N} = 554,35 \text{ kN} \end{aligned} \quad (4.6)$$

Doporučený empirický vzorec pro výpočet k_h :

$$k_h = \frac{q_1(0,32 + 0,0004 \cdot q_1) + 0,312 \cdot q_2}{q_1 + q_2} \quad (4.7)$$

$$k_h = \frac{407,4 \cdot (0,32 + 0,0004 \cdot 407,4) + 0,312 \cdot 110,1}{407,4 + 110,1} = 0,447$$

Síla potřebná k překonání odporů ve spodní větvi:

Odporová síla spodní větve se počítá obdobně jako u horní větve. Jelikož se ve spodní větvi materiál nedopravuje, tvoří zde odpory pouze vlastní hmotnost řetězového pásma s hřebly a jejich tření o žlab (případně o počvu). Jako v předchozím případě, je i zde nutné správně určit součinitel odporu spodní větve k_s . Ten opět volím po konzultaci s odborníkem jako hodnotu vycházející z praxe konstruování hřeblových dopravníků.

Volím:

Součinitel odporu spodní větve $k_s = 0,44 *$

$$F_s = L \cdot q_2 \cdot g \cdot (k_s \cdot \cos \varepsilon - \sin \varepsilon) \cdot k_z$$

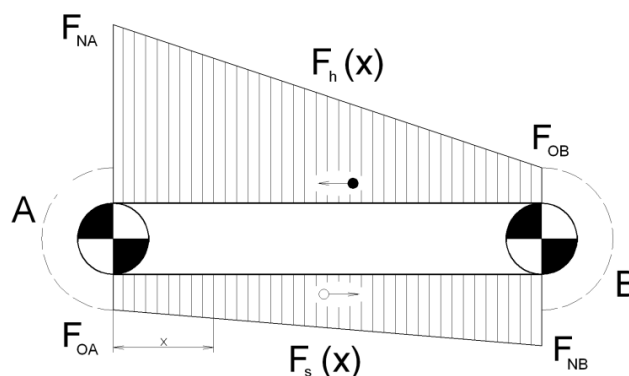
$$F_s = 260 \cdot 110,1 \cdot 9,81 \cdot (0,44 \cdot \cos 0^\circ - \sin 0^\circ) \cdot 1,2 \quad (4.8)$$

$$F_s = 148\,231 \text{ N} = 148,23 \text{ kN}$$

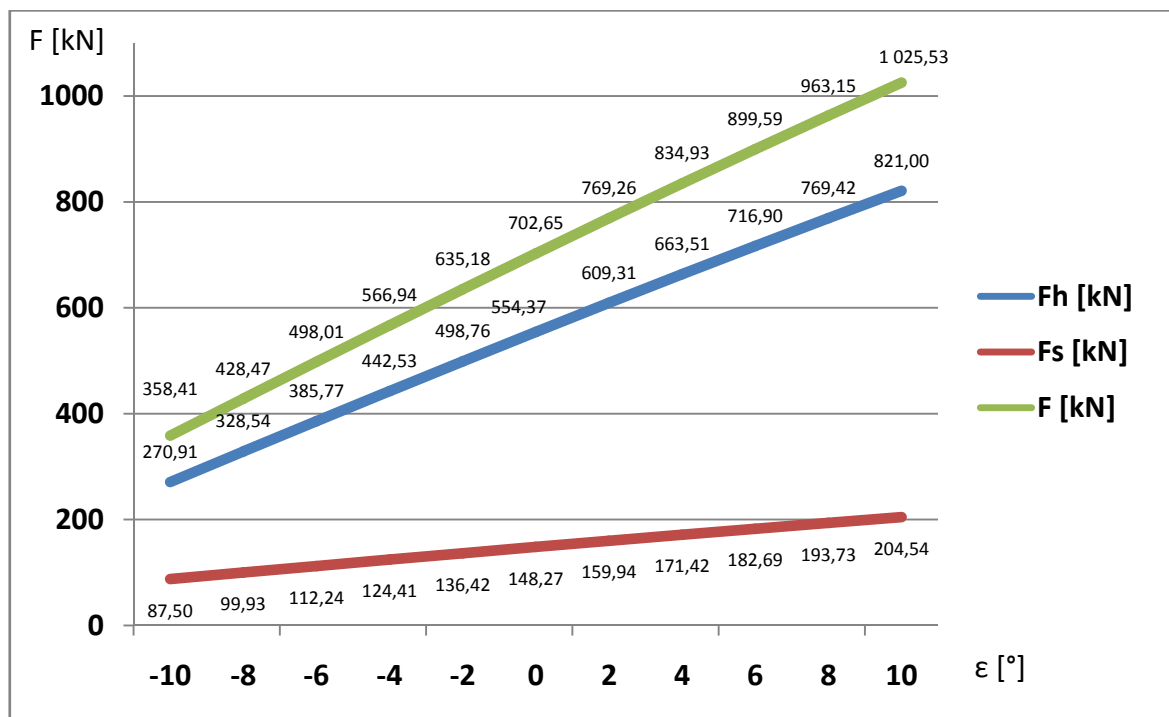
Celková obvodová síla:

Celková obvodová síla na řetězovém bubnu se určí jako prostý součet odporů horní a spodní větve podle vztahu (4.9).

$$F = F_h + F_s = 554,35 + 148,23 = 702,58 \text{ kN} \quad (4.9)$$



Obr. 4.5 – Průběh tažné síly u hřeblového dopravníku, [3]



Graf 4.1 – Závislost obvodové síly na úklonu tratě

4.2.6. Potřebný příkon elektromotorů

Velikost příkonu potřebného k provozu dopravníku se odvíjí především od celkové obvodové síly F a rychlosti dopravníku v . Dále je dle vzorce (4.10) potřeba počítat s účinností celého pohonu (motor, spojka, převodovka) a bezpečností. Je zvykem příkon pohonu zhruba o 20% předimenzovat z důvodu přetížení dopravníku, rozběhu, apod.

Volím:

Součinitel bezpečnosti pohonu

$$k_b = 1,2 \text{ *)}$$

Účinnost poháněcí stanice

$$\eta = 0,765 \text{ *)}$$

$$P = k_b \cdot \frac{F \cdot v}{\eta}$$

(4.10)

$$P = 1,2 \cdot \frac{702,58}{0,765} = 1102,1 \text{ kW}$$

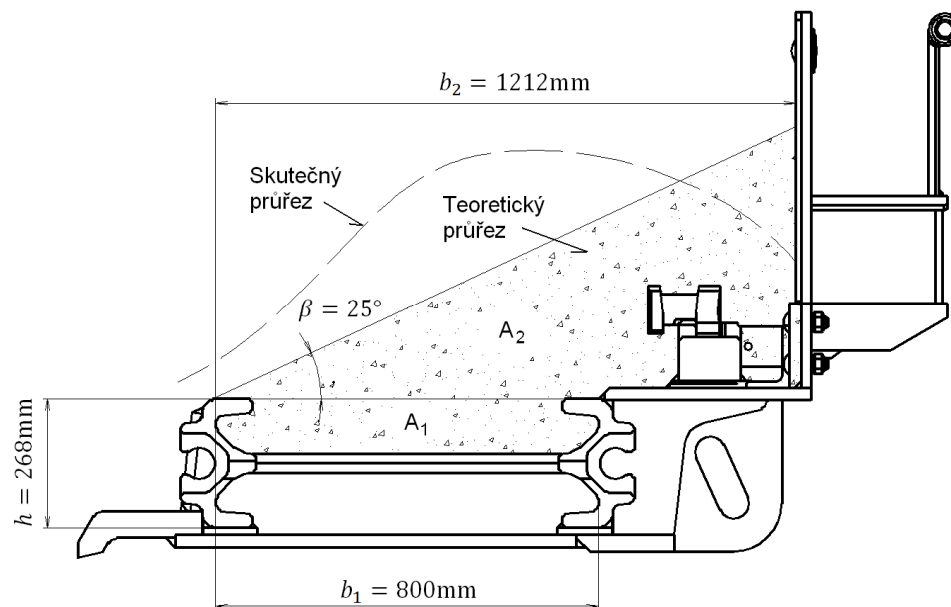
4.3. Výpočet striktně dle normy ON 44 5721

4.3.1. Průřez náplně žlabu

Viz kapitola 4.2.3. Velikost teoretického průřezu náplně žlabu je dána vztahem:

$$A_C = A_1 + A_2 = 0,45 \cdot b_1 \cdot h + 0,5 \cdot b_2^2 \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (4.11)$$

$$A_C = 0,45 \cdot 0,8 \cdot 0,268 + 0,5 \cdot 1,22^2 \cdot \operatorname{tg} 25^\circ = 0,444 \text{ m}^2$$



Obr. 4.6 – Příčný řez dopravním žlabem

4.3.2. Dopravní výkon

Největší dopravní výkon (hodinová hmotnost dopravovaného množství) je pro těžené uhlí bez proplástek a přibírky průvodních hornin dán vztahem (4.12).

Dle normy:

Sypná hmotnost rubaniny $\rho_s = 1 \text{ t} \cdot \text{m}^3$

Součinitel plnění dopravníku $k_\varphi = 0,9$

$$Q_{\max} = 3600 \cdot A_C \cdot v \cdot \varphi \cdot \rho \quad (4.12)$$

$$Q_{\max} = 3600 \cdot 0,444 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1438,56 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Hmotnost dopravovaného materiálu na 1m délky:

$$q_1 = \frac{Q_{max}}{3600 \cdot v} \quad (4.13)$$

$$q_1 = \frac{1438,56}{3600 \cdot 1} = 0,4 \, t \cdot m^{-1}$$

4.3.3. Síla v horní větvi dopravního řetězu

Síla v horní větvi dopravního řetězu F_h se stanoví z odporů proti pohybu horní větve, které jsou dány tíhou dopravovaného materiálu, tíhou dopravního řetězu a příslušnými součiniteli odporu, úklonu a zakřivení tratě.

Síla odporu proti pohybu dopravovaného materiálu:

$$F_1 = L \cdot q_1 \cdot g \cdot c_1 \cdot \zeta_1 \cdot \psi \quad (4.14)$$

Síla odporu proti pohybu horní větve dopravního řetězu:

$$F_2 = L \cdot q_2 \cdot g \cdot c_2 \cdot \zeta_1 \cdot \psi \quad (4.15)$$

Součinitel odporu proti pohybu dopravovaného materiálu c_1 je závislý na stupni naplnění žlabu dopravovaným materiálem a uvažuje se hodnotou danou vztahem (4.17). Součinitel odporu proti pohybu horní větve dopravního řetězu c_2 je závislý na konstrukci a výrobním provedení tratě a dopravního řetězu i složení dopravovaného materiálu. Jako nejvyšší hodnota se uvažuje $c_2 = 0,32$.

$$c_1 = 0,25 + 0,7 \cdot q_1 = 0,25 + 0,7 \cdot 0,4 = 0,53 \quad (4.16)$$

Součinitel úklonu pro horní větve:

$$\xi_1 = \frac{c_2 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{c_2} = \frac{0,32 \cdot \cos 0^\circ + \sin 0^\circ}{0,32} = 1 \quad (4.17)$$

Síla v horní větvi dopravního řetězu:

$$F_h = F_1 + F_2 = L \cdot g \cdot \xi_1 \cdot \psi (q_1 \cdot c_1 + q_2 \cdot c_2) \quad (4.18)$$

$$F_h = 260 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 1,2 (0,4 \cdot 0,53 + 0,11 \cdot 0,32) = 756,61 \, \text{kN}$$

4.3.4. Síla v dolní větvi dopravního řetězu

Síla v dolní větvi dopravního řetězu F_d se stanoví z odporu proti pohybu dolní větve, který je dán tíhou dopravního řetězu a příslušnými součiniteli odporu, úklonu a zakřivení tratě. Součinitel odporu proti pohybu dolní větve dopravního řetězu pro průměrné podmínky se uvažuje hodnotou $c_3 = 0,95$.

Součinitel úklonu pro dolní větev ξ_2 :

$$\xi_2 = \frac{c_3 \cdot \cos \alpha - \sin \alpha}{c_3} = \frac{0,95 \cdot \cos 0^\circ - \sin 0^\circ}{0,95} = 1 \quad (4.19)$$

Síla v dolní větvi dopravního řetězu:

$$F_d = L \cdot q_2 \cdot g \cdot c_3 \cdot \xi_2 \cdot \psi \quad (4.20)$$

$$F_d = 260 \cdot 0,11 \cdot 9,81 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1,2 = 319,85 \text{ kN}$$

4.3.5. Příkon motorů pohonů

Příkon motorů hlavního pohonu:

$$P_h = \frac{F_h \cdot v}{\eta} \quad (4.21)$$

$$P_h = \frac{756,61 \cdot 1}{0,765} = 989 \text{ kW}$$

Příkon motoru vratného pohonu:

$$P_v = \frac{F_d \cdot v}{\eta} \quad (4.21)$$

$$P_d = \frac{319,85 \cdot 1}{0,765} = 418,1 \text{ kW}$$

Celkový příkon motorů:

$$P_c = P_h + P_v \quad (4.22)$$

$$P_c = 989 + 418,4 = 1407,4 \text{ kW}$$

4.4. Srovnání výsledků výpočtů

Parametr	Praxe	ON 44 5721	Jednotka
<i>Uvažované dopravní množství</i>	1100	1438,56	[t·h ⁻¹]
<i>Délka dopravníku</i>	260		[m]
<i>Rychlost dopravníku</i>	1		[m·s ⁻¹]
<i>Průřez náplně žlabu</i>	0,444		[m ²]
<i>Síla v horní větvi dopr. řetězu</i>	554,35	756,61	[kN]
<i>Síla ve spodní větvi dopr. řetězu</i>	148,23	319,85	[kN]
<i>Celková obvodová síla</i>	702,58	1076,46	[kN]
<i>Příkon motorů pohonu</i>	1102,1	1407,4	[kW]

Tab. 4.5 – Srovnání výsledků výpočtů

Při porovnání výsledků hlavních parametrů dopravníku podle kapitoly 4.2 a kapitoly 4.3 vidíme, že tahové síly v řetězu jak na horní, tak na spodní větvi dopravníku, vycházejí větší při použití výpočtu dle normy ON 44 5721. Z toho pak vyplývá i nutnost většího příkonu elektromotorů pohonu. I přes tento fakt do dalších výpočtů postoupíme s výsledky z kap. 4.2, které byly konzultovány s odborníkem z praxe současného konstruování hřeblových dopravníků. Ty jsou přeci jen směrodatnější, než koeficienty převzaté z téměř 30 let staré normy.

4.5. Volba elektromotoru

4.5.1. Výpočet výkonu jednoho motoru

Za předpokladu, že bude poháněna nejen poháněcí, ale také vratná stanice, lze celkový vypočtený příkon rozdělit dvěma způsoby. Buďto určíme zvlášť potřebný výkon poháněcí stanice k překonání odporů horní větve a zvlášť výkon vratné stanice k překonání odporů větve spodní, nebo výkon rovnoměrně rozdělíme mezi počet všech motorů použitých k provozu dopravníku. První varianta individuálního rozdělení výkonu mezi poháněcí a vratnou stanici se v praxi nepoužívá z důvodu konstrukce, údržby a dostupnosti náhradních dílů. Proto použijeme druhý způsob a potřebný výkon rozdělíme mezi tři elektromotory podle vztahu (4.23). Dva motory na poháněcí stanici a z důvodu nutnosti minutí kombajnu pouze jeden motor na vratné stanici.

Volím:

Počet elektromotorů

$$n_{EM} = 3ks$$

$$P_{EM} = \frac{P}{n_{EM}}$$

(4.23)

$$P_{EM} = \frac{1102,1}{3} = 367,4 \text{ kW}$$

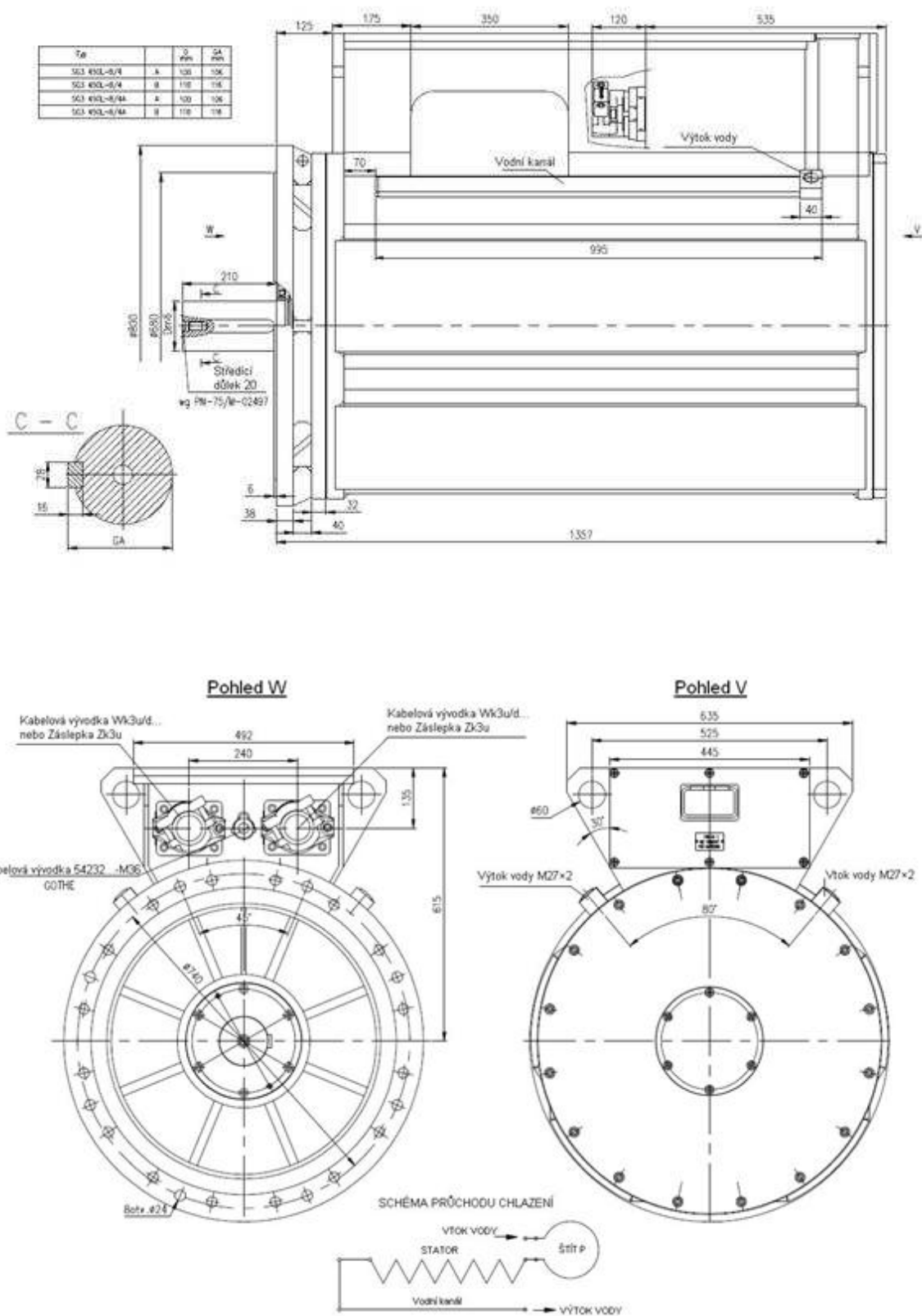
Volím třífázový asynchronní dvoubrátkový důlní elektromotor s kotvou nakrátko fy **DAMEL SG3 450L-8/4, 200/400kW**. Tento motor je určen k pohonu důlních zařízení a může být použit v podzemních částech dolů i povrchových instalacích těchto dolů, které jsou ohrožené výbuchem metanu a/nebo uhelného prachu. Z důvodu velmi teplých klimatických podmínek panujících v dolech, je motor chlazen vodou.

4.5.2. Technické parametry

Všechny důležité technické parametry zvoleného elektromotoru jsou uvedeny v tab. 4.6.

TYP ELEKTROMOTORU				
<i>DAMEL SG3 450L-8/4</i>				
Parametr	Značka	Hodnota		Jednotka
<i>Počet elektromotorů</i>	n_{EM}	3		[ks]
<i>Jmenovitý výkon</i>	P_N	200	400	[kW]
<i>Napájecí napětí</i>	U_N	1000	1140	[V]
<i>Kmitočet</i>	f_N	50		[Hz]
<i>Jmenovitý napájecí proud</i>	I_N	158/265	138/232	[A]
<i>Účinník</i>	φ_N	0,78	0,91	[-]
<i>Účinnost</i>	η_{EM}	94,2	96,0	[%]
<i>Počet otáček</i>	n_M	740	1485	[min ⁻¹]
<i>Jmenovitý moment</i>	M_N	2581	2572	[Nm]
<i>Násobek spouštěcího proudu</i>	I_K/I_N	5,0	6,0	[-]
<i>Násobek spouštěcího momentu</i>	M_K/M_N	2,4	2,3	[-]
<i>Násobek kritického momentu</i>	M_{MAX}/M_N	2,1	2,2	[-]
<i>Moment setrvačnosti rotoru</i>	J_M	23		[kgm ²]
<i>Celková hmotnost motoru</i>	m_M	3400		[kg]
<i>Minimální průchod chladicí vody</i>	q_{V-EM}	15		[l/min]

Tab. 4.6 – Technické parametry elektromotoru, [16]

4.5.3. Nákres elektromotoru

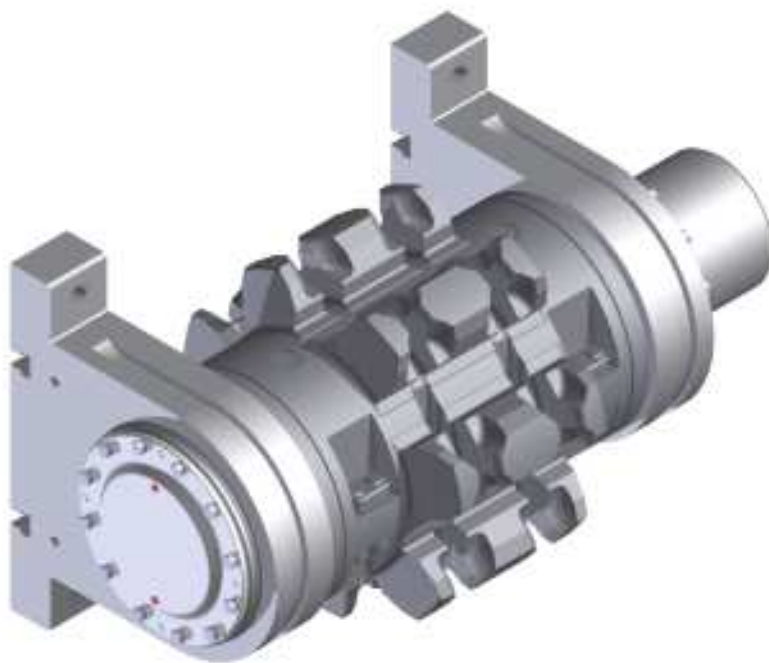
Obr. 4.7 – Nákres zvoleného elektromotoru, [16]

Výpočet roztečného průměru řetězového bubnu:

Výpočet roztečného průměru řetězového bubnu se řídí normou DIN 22256 – „Důlní řetězové dopravníky, řetězové bubny pro dvouřetězové bubny, opatření a technické požadavky“. Počet zubů u řetězových kol se nejčastěji pohybuje v rozmezí 5 – 8 zubů. Průměr roztečné kružnice pro zadaný počet zubů $z = 7$ se vypočítá dle vztahu (4.24).

$$D_{RB} = \sqrt{\left[\frac{t}{\sin\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2 + \left[\frac{d}{\cos\left(\frac{90^\circ}{z}\right)} \right]^2} \quad (4.24)$$

$$D_{RB} = \sqrt{\left[\frac{0,137}{\sin\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2 + \left[\frac{0,038}{\cos\left(\frac{90^\circ}{7}\right)} \right]^2} = 0,6169\text{m}$$



Obr. 4.8 – Model řetězového bubnu

4.6. Volba převodovky

Jelikož otáčky motoru jsou mnohem větší než potřebné otáčky řetězového bubnu, bude zapotřebí použít převodovku s vhodným převodovým poměrem a konstrukcí. S otáčkami jde ruku v ruce také krouticí moment, který potřebujeme na řetězovém bubnu naopak co možná největší. Kvůli požadavku minimalizace poháněcích stanic se začínají hojně upřednostňovat převodovky planetové před čelními a kuželočelními.

Otáčky řetězového bubnu:

Nejprve je potřeba určit úhlovou rychlost bubnu podle vztahu (2.25),

$$\omega_B = \frac{2 \cdot v}{D_{RB}} \quad (4.25)$$

$$\omega_B = \frac{2 \cdot 1}{0,6169} = 3,242 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

ze které se následně dle vzorce (2.26) vypočítají potřebné otáčky řetězového bubnu.

$$n_B = \frac{\omega_B}{2\pi} \quad (4.26)$$

$$n_B = \frac{3,242}{2\pi} = 0,516 \text{ s}^{-1}$$

Výpočet potřebného převodového poměru:

Převodový poměr lze vypočítat například z poměru krouticího momentu motoru a potřebného momentu na řetězovém bubnu. V tomto případě lépe z poměru otáček motoru a otáček bubnu. Katalogová hodnota otáček motoru je uváděna jako $n_M = 1485 \text{ min}^{-1}$, a proto je zde ještě navíc nutný přepočet na základní jednotky.

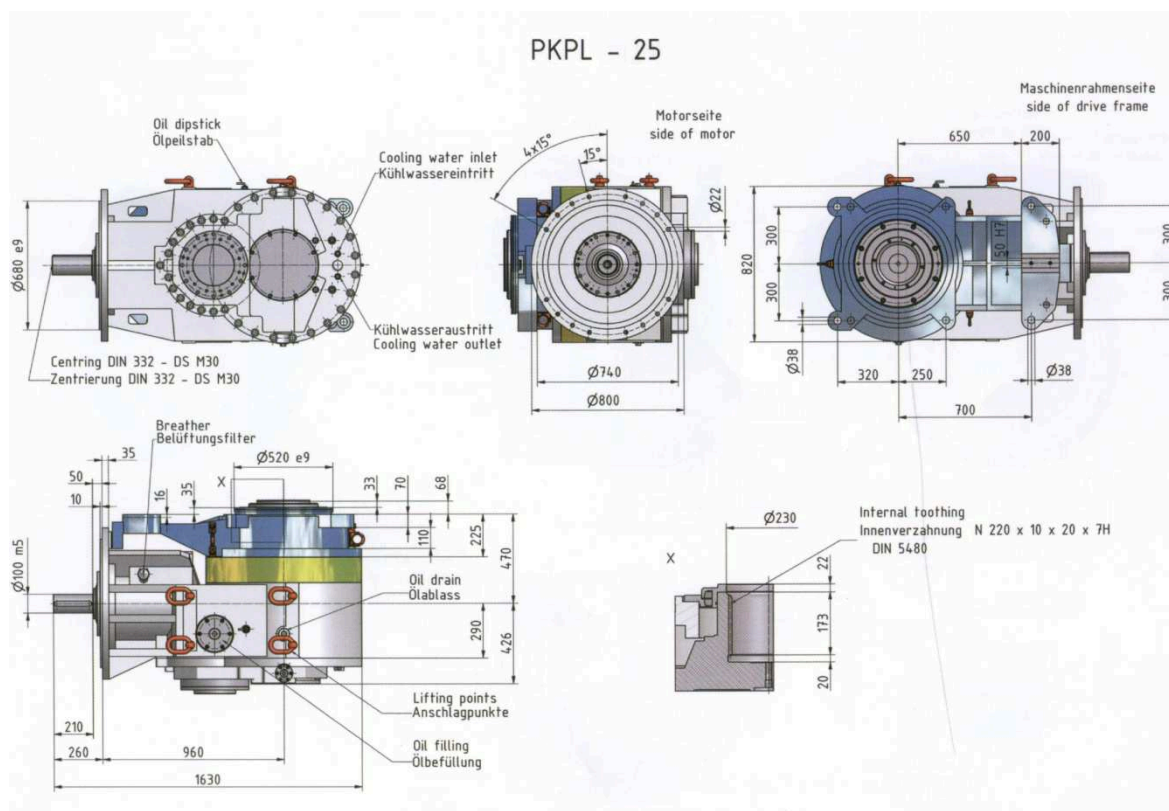
$$i_{PP} = \frac{n_M}{60 \cdot n_B} \quad (4.27)$$

$$i_{PP} = \frac{1485}{60 \cdot 0,516} = 47,97$$

V zadání fy OSTROJ je ovšem použití převodovky s převodovým poměrem $i_p = 39$. Proto bude zapotřebí vypočítat skutečnou rychlost a celý dopravník přepočítat. Volím tedy převodovku fy **Wolfgang Preinfalk PKPL – 25**.

TYP PŘEVODOVKY			
WP PKPL - 25			
Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Přenášený výkon	P_N	400	[kW]
Převodový poměr	i_p	39	[-]
Hmotnost převodovky	m_p	3300	[kg]

Tab. 4.7 – Parametry převodovky, [17]



Obr. 4.9 – Náčres převodovky WP PKPL – 25, [15]

4.7. Přepočet rychlosti řetězu pro zvolenou převodovku

Jelikož zvolená převodovka má rozdílný převodový poměr o požadované hodnoty, je potřeba provést přepočet skutečné rychlosti dopravního řetězu a následně ověřit, zda jsou zvolené motory pro novou rychlost dostatečně výkonné.

Skutečné otáčky řetězového bubnu:

$$n_{Bsk} = \frac{n_M}{60 \cdot i_p} \quad (4.28)$$

$$n_{Bsk} = \frac{1485}{60 \cdot 39} = 0,635 \text{ min}^{-1}$$

Skutečná úhlová rychlost řetězového bubnu:

$$\omega_{Bsk} = 2\pi \cdot n_{Bsk} \quad (4.29)$$

$$\omega_{Bsk} = 2\pi \cdot 0,635 = 3,987 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečná rychlost dopravního řetězu:

$$v_{sk} = \omega_{Bsk} \cdot \frac{D_{RB}}{2} \quad (4.30)$$

$$v_{sk} = 3,987 \cdot \frac{0,617}{2} = 1,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

4.8. Přepočet potřebného příkonu elektromotorů

Dle kapitoly 4.2 je zapotřebí provést opět výpočet dopravního množství, sil v horní i dolní větvi dopravního řetězu a hlavně potřebného výkonu elektromotorů. Volbou převodovky nám totiž vzrostla dopravní rychlost z $v = 1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ na skutečnou rychlost o hodnotě $v_{sk} = 1,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro tuto hodnotu musíme zkontrolovat, zda jsou námi zvolené elektromotory vhodně dimenzovány. V opačném případě by hrozilo jejich případné přetížení, přehřátí a poškození. Pro přehlednost jsou nové hodnoty pouze zapsány do tabulky.

Parametr	Značka	v	v_{sk}	Jednotka
<i>Uvažované dopravní množství</i>	Q	1100		$[\text{t} \cdot \text{h}^{-1}]$
<i>Délka dopravníku</i>	L	260		$[\text{m}]$
<i>Rychlost dopravníku</i>	v / v_{sk}	1,0	1,23	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
<i>Průřez náplně žlabu</i>	S_S	0,444		$[\text{m}^2]$
<i>Měrná hmotnost materiálu</i>	q_1 / q_{1sk}	407,4	311,8	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$
<i>Síla v horní větvi dopr. řetězu</i>	F_h	554,35	451,92	$[\text{kN}]$
<i>Síla ve spodní větvi dopr. řetězu</i>	F_s	148,23	148,23	$[\text{kN}]$
<i>Celková obvodová síla</i>	F	702,58	600,15	$[\text{kN}]$
<i>Příkon motorů pohonu</i>	P	1102,1	1157,9	$[\text{kW}]$

Tab. 4.8 – Výsledné parametry dopravníku

Závěr:

Stávající návrh pohonu lze použít beze změn.

4.9. Kontrola pohonu na rozběh

Po zvolení elektromotoru je ještě potřeba zkontrolovat, zda bude vůbec schopen svým rozběhovým krouticím momentem uvést do chodu plně zatížený dopravník. Všechny odpory a ztráty se redukuje na hřídel elektromotoru dle vztahu (4.31) a vypočtený redukovaný moment se porovnává s rozběhovým momentem motoru.

Volím:

Doba rozběhu dopravníku

$$t_r = 5s$$

$$M_{red} = \frac{1}{n_e} \cdot 0,5 \cdot D_{RB} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_p} \cdot \left[F + L \cdot (q_1 + 2 \cdot q_2) \cdot \frac{v_{sk}^2}{t_r} \right] \quad (4.31)$$

$$M_{red} = \frac{1}{3} \cdot 0,5 \cdot 0,617 \cdot \frac{1}{0,765 \cdot 39} \cdot \left[600\,148 + 260 \cdot (311,8 + 2 \cdot 110,1) \cdot \frac{1,23^2}{5} \right]$$

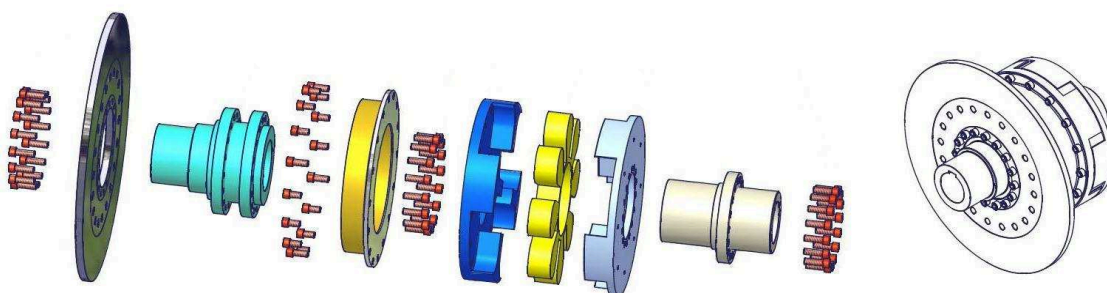
$$M_{red} = 2212,8 \text{ Nm}$$

$$M_K = 5915 \text{ Nm}$$

Požadovaná podmínka $M_{red} < M_K$ je splněna. Proto by motory měly být schopny bez problémů rozběhnout i plně naložený dopravník.

4.10. Volba spojky

Pro přenesení krouticího momentu z motoru na převodovku by bylo nejvhodnější použít některou z hydrodynamických rozběhových spojek (např. fy VOITH), kdy se motor rozbíhá prakticky naprázdno, ovšem z důvodu pořizovacích nákladů, složitosti a údržby volím vysoce pružnou spojku fy **MOJ S.A. Katowice typ SET-500**, která je schopna přenášet výkon do 500kW.



Obr. 4.10 – Vysoce pružná spojka fy MOJ, [18]

4.11. Výpočet tahů v řetězu

4.11.1. Předepínací síla řetězu

Jelikož je článkový řetěz tažný člen, který není schopen přenášet tlakové síly, je potřeba zajistit určitou předepínací sílu, aby byl zajištěn požadovaný tah v řetězu. Předpětí v řetězu bude zajištěno poháněnou vratnou napínací stanicí pomocí hydraulického válce. Návrh vratné stanice je předmětem této diplomové práce, a proto musíme předepínací sílu znát také z důvodu návrhu hydraulického válce napínacího zařízení. Pro dopravník s poháněnou poháněcí i vratnou stanicí předepínací sílu určíme dle vztahu (4.32).

$$F_m = \frac{F_h + F_s}{4} = \frac{F}{4} \quad (4.32)$$

$$F_m = \frac{600,15}{4} = 150 \text{ kN}$$

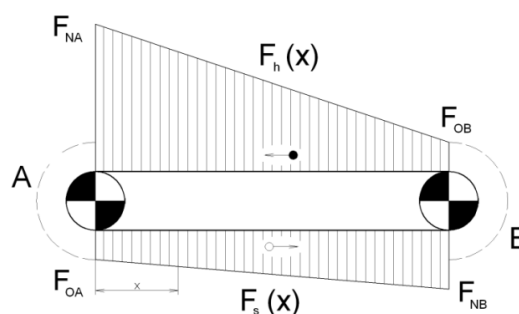
4.11.2. Nabíhající síly na poháněcím a vratném bubnu

Na obr. 4.5 je zobrazen průběh sil na hřeblovém dopravníku při pohonu obou stanic. V následujícím výpočtu zjistíme maximální hodnoty nabíhajících a odbíhajících sil na poháněcím (A) i vratném (B) bubnu. Z těch vybereme maximální sílu pro pevnostní kontrolu řetězu.

$$F_{NA} = F_m + F_h = 150 + 451,92 = 601,92 \text{ kN} \quad (4.33.)$$

$$F_{NB} = F_m + F_s = 150 + 148,23 = 298,23 \text{ kN} \quad (4.34)$$

$$F_{OA} = F_{OB} = F_m = 150 \text{ kN} \quad (4.35)$$



Obr. 4.11 – Průběhy tahů v řetězu, [3]

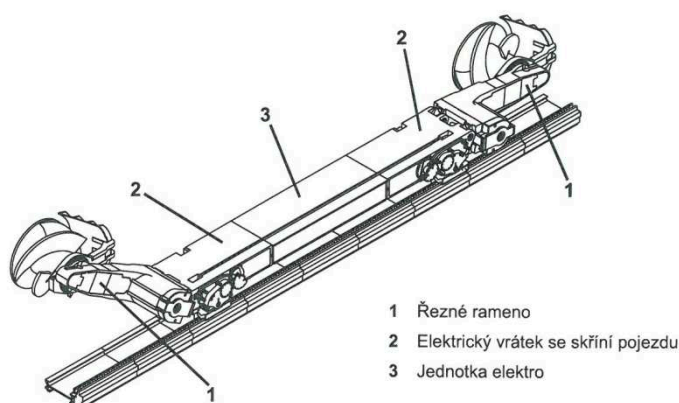
5. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1. Popis problému

Zadání této diplomové práce vychází přímo z praxe návrhu a konstruování hřeblových dopravníků a bylo generováno jedním z největších tuzemských producentů důlní techniky, firmou OSTROJ Opava a.s. Výstupem by měl být návrh vratné napínací stanice porubového hřeblového dopravníku pro dopravu rubaniny. Při řešení je nezbytné počítat s výjezdem kombajnu, který musí dojet za vratnou stanicí a dobývacím ramenem musí celou vratnou stanicí, včetně napínacího zařízení, minout, aby nedošlo ke kolizi. Celá vratná stanice je také osazena pohonem, určeným v předešlé kapitole. V této kapitole je rozebrána jak stávající situace, tak návrh na konstrukční změny současné konstrukce vratné stanice.

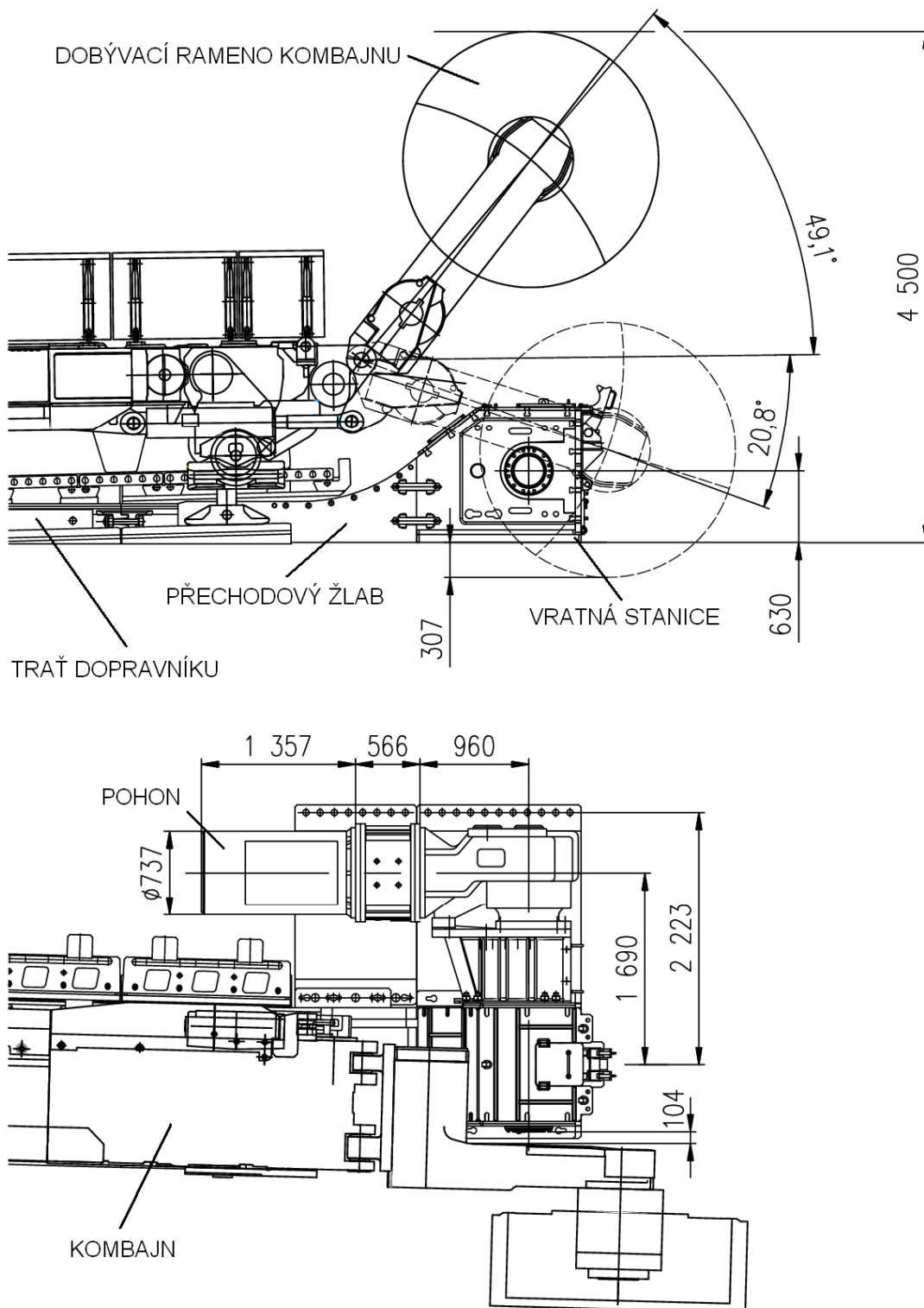
5.2. Stávající situace

Stávající dopravník je bez jakéhokoli napínacího zařízení, které by zajišťovalo potřebné předpětí řetězu. Z toho pramení několik nepříznivých vlivů, jako je například nerovnoměrný a hlučný chod dopravníku, opotřebení řetězu, dynamické rázy do řetězu, atp. Rám vratné stanice je pevně připojen pomocí spojovacích činek k přechodovému žlabu dopravní tratě. V rámu je uložen řetězový buben, který převádí řetězové pásmo s hřebly ze spodní větve do horní. Rám potom nese celý pohon obsahující elektromotor, převodovku, spojku a dva kryty. Rám s pohonem je usazen na podkladovém plechu, pomocí kterého je spojen s mechanickou výztuží poruby, která zajišťuje podporu stropu poruby a pohyb v souladu s postupem těžby. Jak je u porubových dopravníků zvykem, po žlabu dopravníku pojíždí dobývací zařízení, kterým je v tomto případě důlní válcový kombajn fy **EICKHOFF** typ **SL 300**. Nákres kombajnu je na obr. 5.1.



Obr. 5.1 – Hlavní konstrukční uzly kombajnu SL 300, [18]

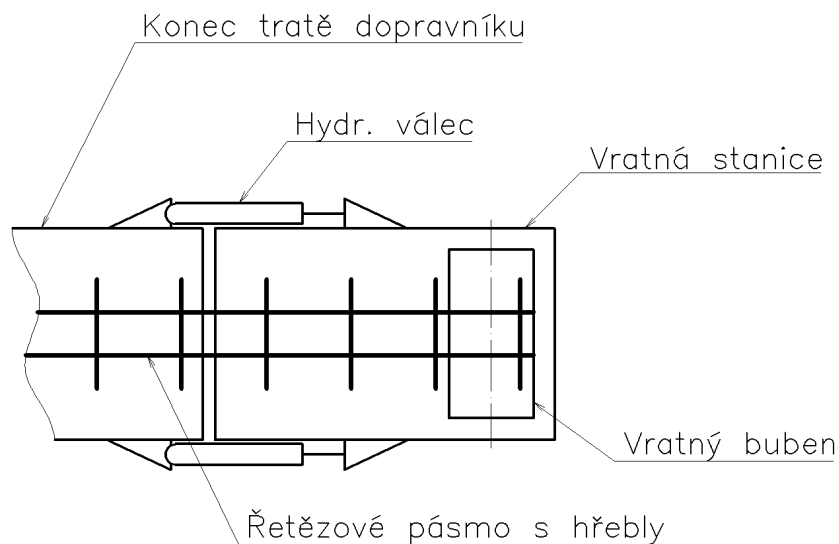
Na následujícím obr. 5.2 je znázorněna stávající situace. Kombajn vyjetý do své krajní polohy svým ramenem těsně míjí vratnou stanici díky vychýlení posledních šesti segmentu žlabu mimo osu dopravníku.



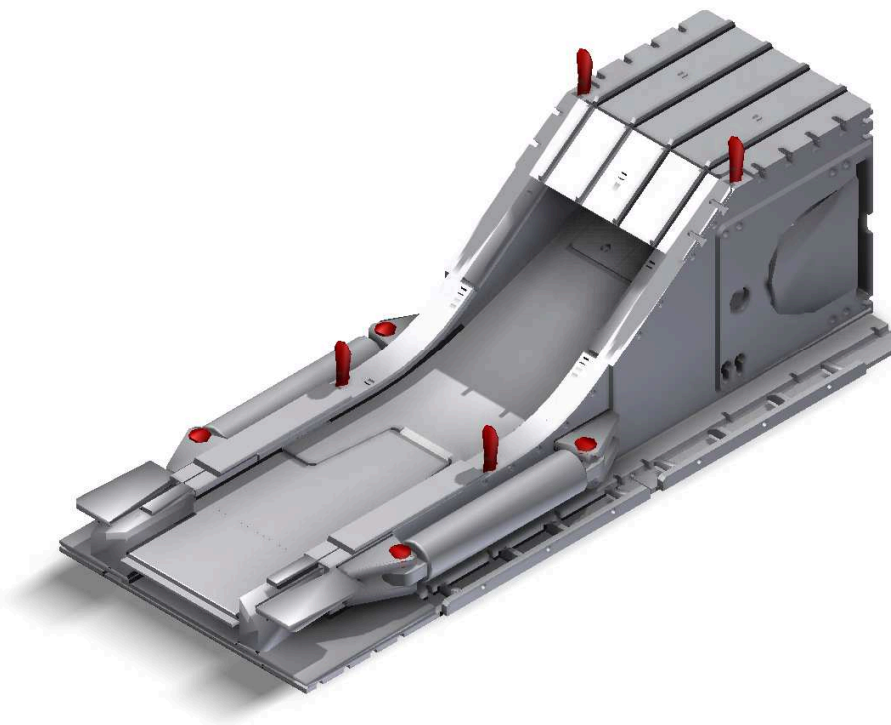
Obr. 5.2 – Krajní poloha kombajnu

5.3. Napínací vratná stanice sběrného dopravníku

Na obr. 5.4 je znázorněn model hydraulické napínací vratné stanice osazené dvěma hydraulickými válci. U sběrného dopravníku je možnost umístění dvou válců z důvodu absence dobývacího zařízení a celkově je ve sběrných chodbách více prostoru než v porubu.



Obr. 5.3 – Schéma napínání s dvěma hydraulickými válci



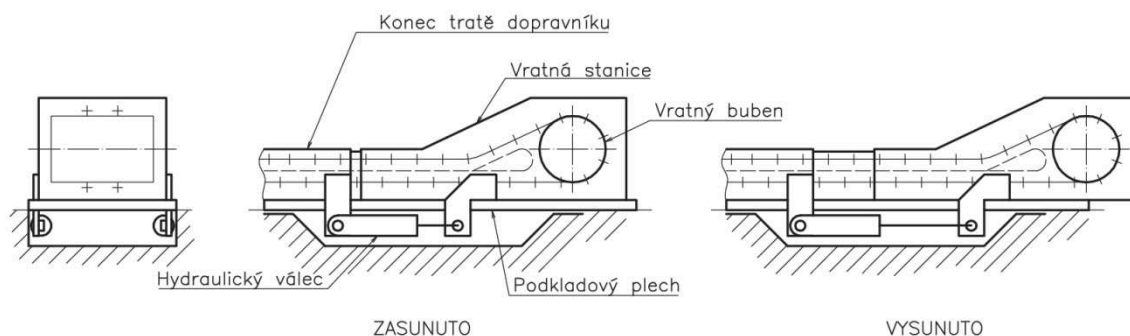
Obr. 5.4 – Model rámu původní vratné stanice

5.4. Návrh vratné stanice – koncepty

Finální návrh úpravy vratné stanice bude vybrán ze tří konceptů řešení, které jsou zde představeny se shrnutím jejich kladů a záporů.

5.4.1. Uložení hydr. válce do počvy pod rám

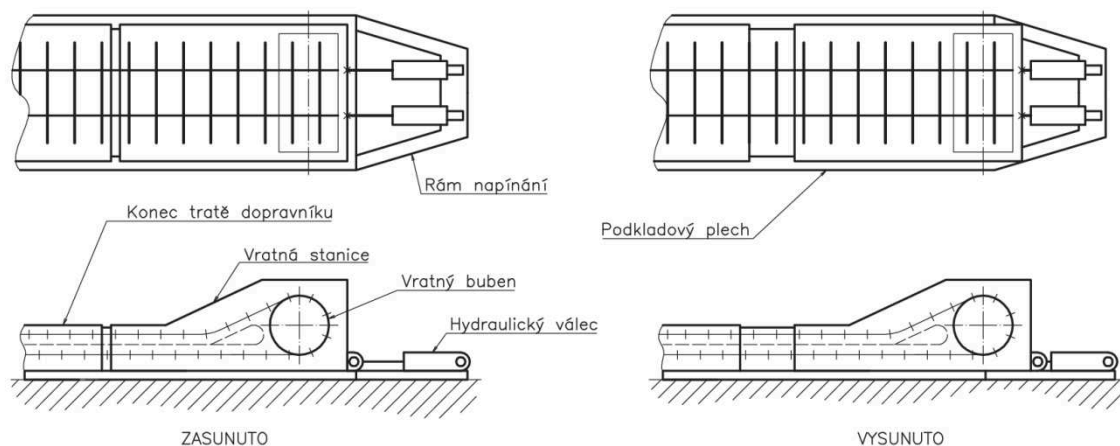
V této variantě je hydraulický válec uložen pod úrovní celé vratné stanice. Potom je zajištěn hladký průjezd dobývacího ramene kombajnu. Tato koncepce je však prakticky nerealizovatelná, jelikož celý dopravník včetně napínací stanice je potřeba příčně přesouvat ve směru dobývání. Možnost využití by zde byla u stabilních dopravníků, kde by se daly využít výhody tohoto řešení, kterými jsou úspora pracovního prostoru kolem dopravníku a ochrana hydraulických válců. Schéma je znázorněno na obr. 5.5.



Obr. 5.5 – Schéma konceptu č. 1

5.4.2. Rám s hydr. válci za napínací stanicí

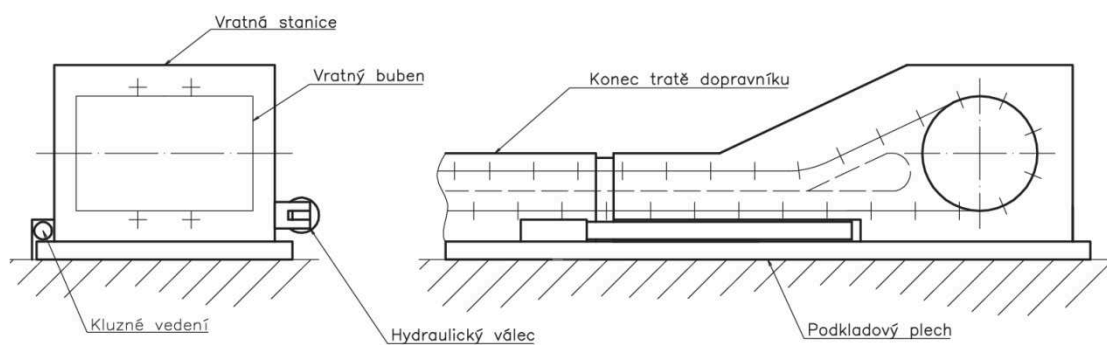
Druhá varianta uvažuje s uložením hydraulických válců za napínací stanicí místo podélného uložení. K podkladovému plechu je připevněn rám osazený dvěma hydraulickými válci, které vratnou stanicí přitahují. Celá tato část, může potom vyčnívat z poruby do sběrné chodby. Výhodou je vyvození souměrného tahu po obou stranách napínací stanice. Navíc je možné válce výhodně umístit v osách řetězů. Nevýhodou jsou potom vyčnívající válce ven z poruby, kde může dojít k poškození pístnic. Koncept druhé varianty je znázorněn na obr. 5.6.



Obr. 5.6 – Schéma konceptu č. 2

5.4.3. Napínací stanice s jedním hydr. válcem a bočním vedením

Posledním konceptem je vratná napínací stanice s jedním hydr. válcem a bočním vedením ke stabilizaci rámu vratné stanice. Tento návrh (obr. 5.7) byl nakonec pro svou výrobní jednoduchost zvolen jako konečný a je mu tedy věnována následující kapitola, kde je podrobně popsáno celé řešení.

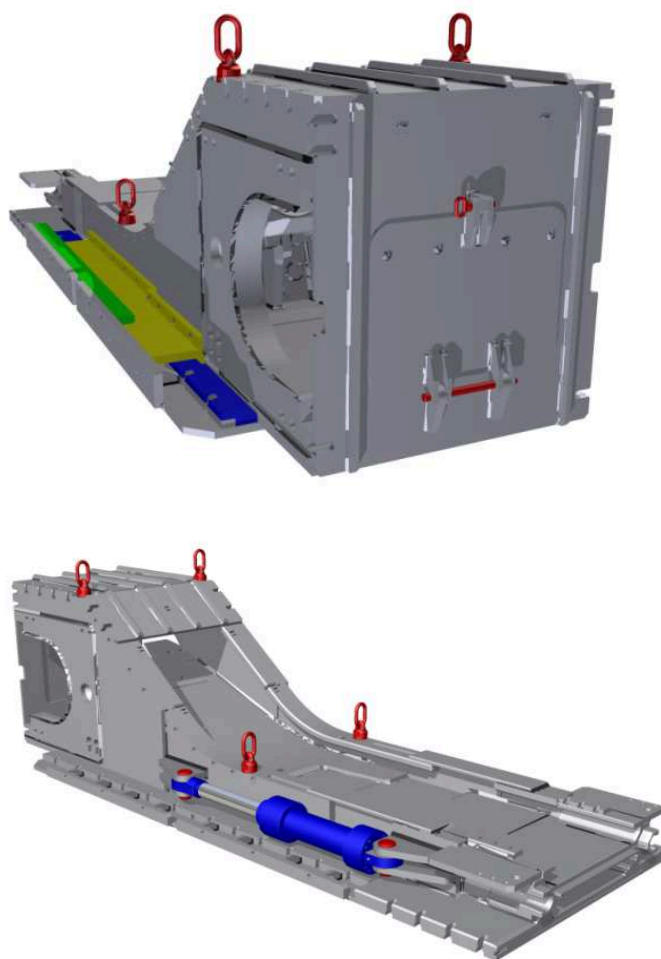


Obr. 5.7 – Schéma konceptu č. 3

5.5. Návrh vratné stanice – konečné řešení

Návrh vratné stanice s napínáním bude tedy vycházet z již používané vratné stanice fy OSTROJ. Úprava bude spočívat v odstranění jednoho hydraulického válce z pilířové strany. Následkem této úpravy by mohlo být nežádoucí přičení rámu vůči přechodovému žlabu, a proto bude pilířová strana vratné stanice doplněna o vedení, které by mělo přičení zamezit, ale je vůči hydraulickému válci mnohem úspornější na zastavěný prostor. Hlavně co se výšky týče a výška válce je právě pro hladký průjezd kombajnu největším problémem.

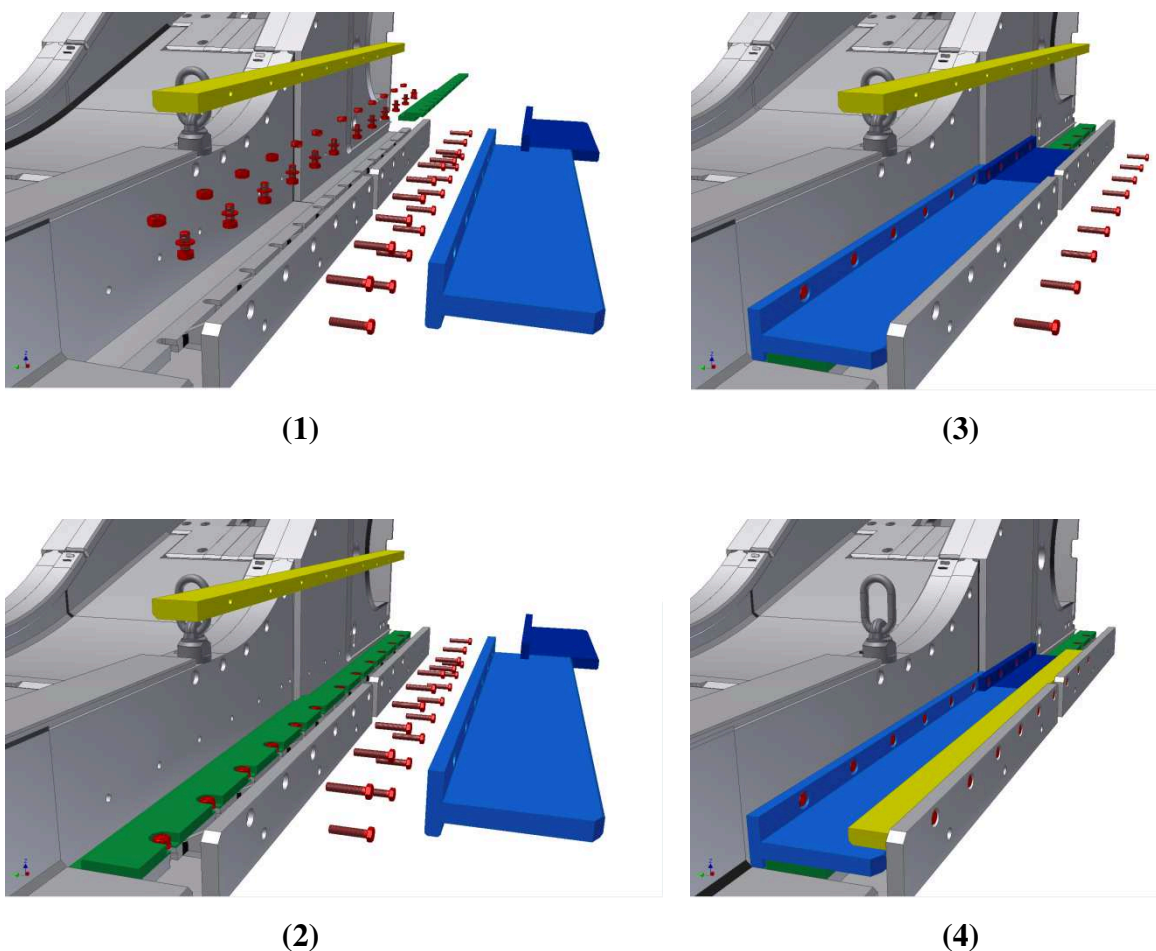
Kluzné vedení tvoří dva T-profil (žluté) přišroubované pevně k rámu a dvě vodící lišty (zelená a modrá) přišroubované k podkladovému plechu, který leží na počvě a je pevně držen mechanizovanými výztužemi. T-profil jsou v podstatě tvořeny plechem, který by měl mít co možná největší rozměr v podélném řezu dopravníku pro zajištění dostatečné tuhosti na vzpěr a ohyb podobně jako např. I-profil. Také bude jistě nezbytná co možná největší délka vedení. Celý rám bude potom mít zdvih 500mm.



Obr. 5.6 – Model rámu vratné stanice ve vysunutě poloze

5.6. Postup montáže

Výchozím celkem pro montáž kluzného bočního vedení je celá vratná stanice, pevně usazená na podkladovém plechu. Vratná stanice je spojena s koncem žlabu dopravníku pomocí hydraulického válce (viz obr. 5.6). Nyní je možné montovat vedení – krok (1). K podkladovému plechu se pomocí dvanácti šroubů M22 pevně přišroubuje spodní vodící lišta (2). Poté se podél ní uloží do vzniklé drážky dva T-profilů a ty se opět pevně přišroubují, tentokrát k boku vratné stanice (3). Takto vzniklé kluzné vedení se poté ještě pojistí shora přišroubovanou horní vodící lištou, kterou u bočnice podkladového plechu drží devět šroubů M22 (4). Všechny kroky jsou zobrazeny na obr. 5.7.



Obr. 5.7 – Postup montáže vedení

6. KONSTRUKČNÍ A PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

V této kapitole budou rozebrány konstrukční a pevnostní výpočty řetězu, velikosti hydraulického napínacího válce, použitých šroubů, čepů, svarů a některých konstrukčních prvků. Některé části pohonu a rámu pak budou podrobeny pevnostní analýze pomocí metody konečných prvků (MKP).

6.1. Pevnostní kontrola řetězu

U hřeblových dopravníků, ale i u dopravníků obecně, je nejnamáhavější součástí tažný prvek, v tomto případě dopravní řetěz. Z tohoto vyplývá, že dimenzování těchto součástí je nutné provádět s určitou rezervou, aby nedocházelo k častému poškození a následným opravám těchto prvků. Ovšem není zase možné řetěz mnohonásobně předdimenzovat a spokojit se pouze s jeho výdrží na úkor dopravy větších vlastních hmot dopravníku a tím pádem nárůstu výkonu nutného k provozu dopravníku. Je proto nezbytné najít optimální kompromis mezi velikostí řetězu a jeho opotřebením. Bezpečnost proti přetržení řetězů u důlních dopravníků se obvykle pohybuje kolem hodnoty 3 – 4.

Pro kontrolu řetězu je nezbytné správně určit maximální tahovou sílu, která může při provozu dopravníku v řetězu nastat. Tato síla se skládá ze statické a dynamické složky. Statické síly v řetězu jsou vyvolány odporem z dopravy materiálu a předpětí řetězu. Dynamické síly potom vznikají při přechodu řetězu přes řetězový buben, kde dochází k polygonovému efektu.

6.1.1. Statická složka síly

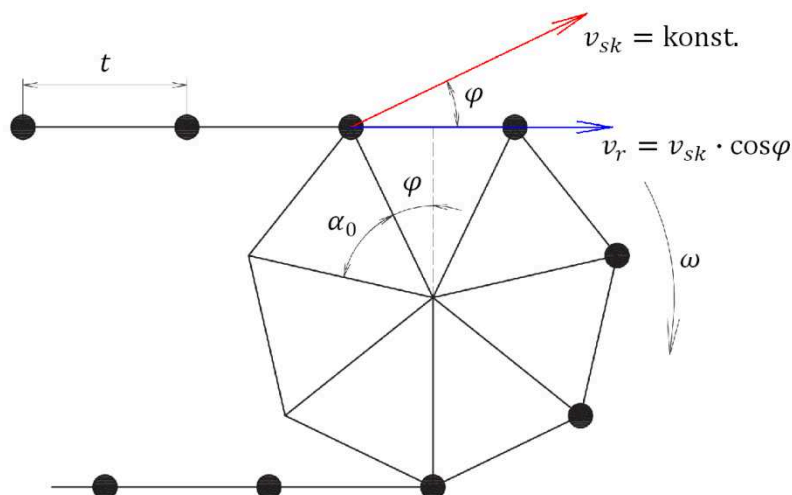
Statická složka síly byla vypočtena v kap. 4.11.2. jako součet odporové síly horní větve dopravníku a předepínací síly řetězu. Jedná se vlastně o nabíhající sílu na poháněcí buben.

Maximální statická síla v řetězu:

$$F_{max} = 601,92 \text{ kN}$$

6.1.2. Dynamická složka síly, [1]

Dynamická složka síly vzniká díky tzv. polygonovému efektu. Při náběhu řetězu na řetězový buben dochází k rázům do řetězu z důvodu kolísání rychlosti pohybu řetězu i přes konstantní obvodovou rychlost řetězového bubnu. Geometrické a rychlostní poměry pro řetězové kolo se sedmi zuby jsou znázorněny na obr. 6.1.



Obr. 6.1 – Geometrické a rychlostní poměry na řetězovém kole, [1]

Skutečná rychlost řetězu:

$$v_{sk} = 1,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rozteč řetězu:

$$t = 0,137 \text{ m}$$

Počet zubů řetězového kola:

$$z = 7 \text{ zubů}$$

Výpočet úhlu natočení řetězového kola

Úhel natočení řetězového kola je úhel mezi jednotlivými spojnicemi zubů a středu řetězového kola.

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{z}$$

(6.1)

$$\alpha_0 = \frac{360^\circ}{7} = 51,43^\circ$$

Výpočet rychlosti řetězu v závislosti na natočení řetězového kola

Kolísající rychlost řetězu v_r lze vypočítat dle vztahu (6.2). Rychlost poté vypočítáme pro stěžejní okamžiky. Dle obr. 6.1 je zřejmé, že za úhel natočení kola se mění v intervalu $\varphi = \langle -\frac{\alpha_0}{2}; \frac{\alpha_0}{2} \rangle$. Proto budeme rychlosti počítat pro krajní meze tohoto intervalu, kdy bude rychlost řetězu minimální, ale také pro úhel natočení 0° , kdy je rychlost naopak maximální a je rovna obvodové rychlosti řetězového bubnu.

Vzorec pro výpočet rychlosti řetězu:

$$v_r = v_{sk} \cdot \cos \varphi \quad (6.2)$$

$$\text{pro } \varphi = -\frac{\alpha_0}{2}: \quad v_r = v_{sk} \cdot \cos \left(-\frac{\alpha_0}{2} \right) \quad (6.3)$$

$$v_r = 1,23 \cdot \cos \left(-\frac{51,43^\circ}{2} \right) = 1,11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$\text{pro } \varphi = 0^\circ: \quad v_r = v_{sk} \cdot \cos 0^\circ \quad (6.4)$$

$$v_r = 1,23 \cdot \cos 0^\circ = 1,23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

$$\text{pro } \varphi = \frac{\alpha_0}{2}: \quad v_r = v_{sk} \cdot \cos \left(\frac{\alpha_0}{2} \right) \quad (6.5)$$

$$v_r = 1,23 \cdot \cos \left(\frac{51,43^\circ}{2} \right) = 1,11 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Výpočet zrychlení řetězu v závislosti na natočení řetězového kola

Podobně jako jsme určili rychlosti řetězu, vypočteme nyní také zrychlení ve stejných bodech. Velikost zrychlení je totiž jednou z určujících složek dynamické síly v řetězu. Vzorec pro výpočet zrychlení dostaneme derivací vzorce pro výpočet rychlosti podle času a jeho následnou úpravou.

Vzorec pro výpočet zrychlení řetězu:

(6.6)

$$a_r = -\frac{2}{D_{RB}} \cdot v_{sk}^2 \cdot \sin \varphi$$

$$\text{pro } \varphi = -\frac{\alpha_0}{2}: \quad a_r = -\frac{2}{D_{RB}} \cdot v_{sk}^2 \cdot \sin\left(-\frac{\alpha_0}{2}\right) \quad (6.7)$$

$$a_r = -\frac{2}{0,617} \cdot 1,23^2 \cdot \sin\left(-\frac{51,23^\circ}{2}\right) = 2,13 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

$$\text{pro } \varphi = 0^\circ: \quad a_r = -\frac{2}{D_{RB}} \cdot v_{sk}^2 \cdot \sin 0^\circ \quad (6.8)$$

$$a_r = -\frac{2}{0,617} \cdot 1,23^2 \cdot \sin 0^\circ = 0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

$$\text{pro } \varphi = \frac{\alpha_0}{2}: \quad a_r = -\frac{2}{D_{RB}} \cdot v_{sk}^2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_0}{2}\right) \quad (6.9)$$

$$a_r = -\frac{2}{0,617} \cdot 1,23^2 \cdot \sin\left(\frac{51,23^\circ}{2}\right) = -2,13 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$

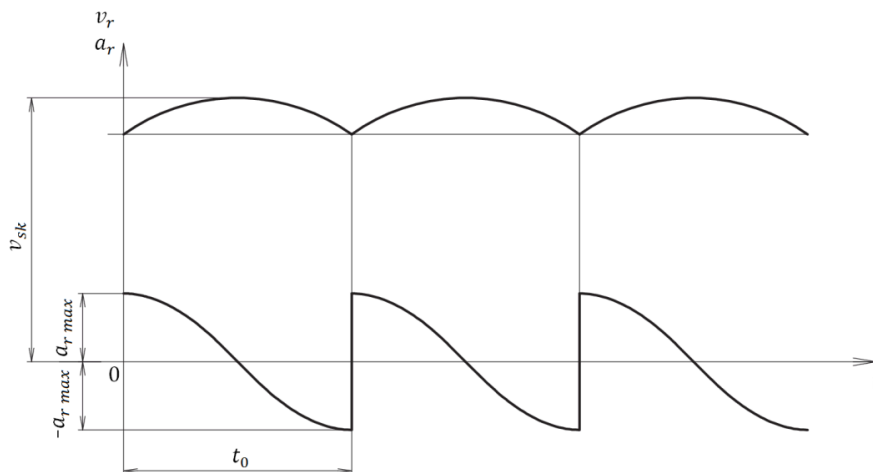
Z těchto výpočtů vychází najevo, že maximální zrychlení řetězu je v době náběhu na řetězové kolo, tzn. při natočení kola o úhel $\varphi = -\frac{\alpha_0}{2}$, a to $a_{rmax} = 2,13 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Výpočet periody úhlu natočení

Periodou úhlu natočení rozumíme časový úsek, za který se řetězové kolo pootočí přesně o vypočtený úhel natočení kola α_0 .

$$t_0 = \frac{i_p}{z \cdot n_M} \quad (6.10)$$

$$t_0 = \frac{39 \cdot 60}{7 \cdot 1485} = 0,225 \text{ s}$$



Obr. 6.2 – Průběh rychlosti a zrychlení na řetězovém kole

Výpočet redukované hmotnosti všech zrychlovaných hmot

Do dynamické síly v řetězu se kromě polygonového efektu promítá také hmotnost všech hmot, které je potřeba uvést do pohybu. Mezi ně patří samotný řetěz s hřebly ale také dopravovaný materiál. Výpočet redukováných hmot se provádí dle vztahu (6.11) a je zapotřebí zvolit dva součinitele, které se do vztahu dosadí.

Volím:

Korekční součinitel pro $L > 60\text{m}$

$$C_k = 1$$

Součinitel pružnosti řetězu

$$k_{PR} = 0,6$$

$$m_{red} = k_{PR} \cdot L \cdot \left(2 \cdot n_r \cdot m_r + 2 \cdot \frac{m_h}{t_{hr}} + q_{1sk} \right) \cdot C_k \quad (6.11)$$

$$m_{red} = 0,6 \cdot 260 \cdot \left(2 \cdot 2 \cdot 29 + 2 \cdot \frac{42,8}{0,822} + 311,8 \right) \cdot 1 = 82\,982 \text{ kg}$$

Výpočet dynamické složky síly v řetězu

Při známé redukované hmotnosti urychlovaných hmot a maximálního zrychlení řetězu na řetězovém bubnu, můžeme určit složku dynamické síly podle vztahu (6.12).

$$F_D = 3 \cdot m_{red} \cdot a_{r\,max} \quad (6.12)$$

$$F_D = 3 \cdot 82\,982 \cdot 2,13 = 530\,255 \text{ N} = 530,26 \text{ kN}$$

Z výpočtu je patrné, že dynamická složka síly je obrovská. Téměř stejně velká jako ta statická. Díky poznatkům z praxe je však známo, že je tato síla pouze zhruba třetinová.

6.1.3. Celková zatěžující síla řetězu

Jak již bylo řečeno, celková síla zatěžující dopravní řetěz se skládá ze statické tahové síly způsobené odpory z dopravy a dynamickou silou v řetězu vyvolanou rázy při zrychlování a zpomalování řetězu při přechodu přes řetězové bubny. Tato celková zatěžující síla pak určuje výslednou bezpečnost proti přetržení řetězu.

$$F_{max} = F_{NA} + F_D \quad (6.13)$$

$$F_{max} = 601,92 + 530,26$$

$$F_{max} = 1132,18 \text{ kN}$$

6.1.4. Bezpečnost řetězu proti přetržení

Nyní již lze, při známé zatěžující síle a pevnostních parametrech zvoleného typu řetězu můžeme určit výslednou bezpečnost proti přetržení řetězu. Je nezbytné, aby dopravní řetěz, stejně jako každá jiná strojní součást, byl přiměřeně dimenzován vzhledem ke svému použití. Koeficient bezpečnosti proti přetržení řetězu se pro důlní dopravní stroje pohybuje v rozmezí $k_b = 3 \div 4$, ve výjimečných případech lze jít s hodnotou bezpečnosti, při známých technologických a výrobních postupech, až na hodnotu $k_b = 2$.

Volím:

Součinitel počtu řetězů pro $n_r = 2$:

$$k_i = 2$$

Síla při přetržení řetězu (viz tab. 4.4):

$$F_B = 1910 \text{ kN}$$

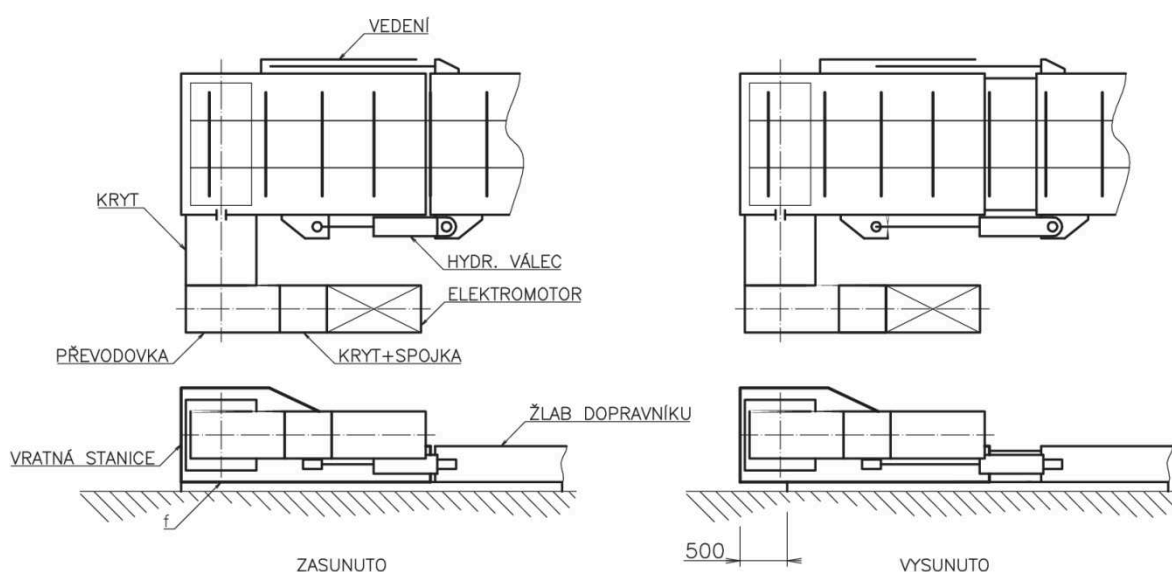
$$k_b = \frac{k_i \cdot F_B}{F_{max}} \quad (6.14)$$

$$k_b = \frac{2 \cdot 1910}{1132,18} = 3,37$$

Po předchozím výpočtu lze říci, že námi předběžně zvolený řetěz z kap. 4.2.4. pro tuto aplikaci vyhověl s více než trojnásobnou bezpečností. Proto je možné tento řetěz bez problému použít.

6.2. Návrh hydraulického válce

Podstatnou součástí celého řešení vratné napínací stanice je hydraulický válec, který bude muset vlastně jako jediný prvek vyvodit dostatečně velkou napínací sílu a zajistit pohyb celého rámu vratné stanice včetně pohonu. Hydraulika je k posuvu volena z důvodu jednoduchosti a kompaktnosti celého zařízení a snadné údržby. Rozvody tlakových médií jsou dnes v každém dole standardem. K výběru vhodného válce nám v podstatě postačí znalost pouze dvou parametrů. A to zdvihu válce a zdvihové síly, kterou musí válec vyvodit. Zdvih válce je roven vzdálenosti vysunutí rámu napínací stanice. Tato hodnota je ze zadání stanovena na 500mm. Zdvihovou sílu musíme určit pomocí vztahu (6.15), který vyplývá z obr. 6.3.



Obr. 6.3 – Schéma vratné stanice s pohonem

Sílu potřebnou k posunu celé vratné stanice určíme ze známých hmotností jednotlivých dílů stanice a pohonu, které jsou zaznamenány v tab. 6.1, ale také z faktu, že veškeré vedení je řešeno jako kluzné, a proto je potřeba vzít v úvahu součinitel smykového tření, kdy se celá vratná stanice smýká po podkladovém plechu. Tabulková hodnota smykového tření plech – plech je uváděna jako 0,1. Ovšem v důlních podmínkách je díky uhelnému prachu a ostatním nečistotám tento součinitel o něco vyšší. Proto i z důvodu zaručení schopnosti válce posunout celou vratnou stanici budu součinitel smykového tření volit v rozmezí 0,2 až 0,3. K odporům vzniklým smykovým třením mezi vratnou stanicí a podkladovým plechem je ovšem také nutné přičíst předepínací sílu řetězu stanovenou v kap. 4.11.1.

Komponent	Značka	Hmotnost	Jednotka
<i>Vratná stanice</i>	$m_{R\dot{A}M}$	7000	[kg]
<i>Kryt 1</i>	m_{KRYT1}	650	[kg]
<i>Převodovka</i>	$m_{P\dot{R}}$	3300	[kg]
<i>Kryt 2</i>	m_{KRYT2}	1000	[kg]
<i>Spojka</i>	m_{SP}	200	[kg]
<i>Elektromotor</i>	m_M	3400	[kg]

Tab. 6.1 – Hmotnosti posouvaných hmot

Výpočet potřebné napínací síly hydraulického válce

Vzorec vychází z jednoho ze základních zákonů mechaniky, a to že třecí síla je rovna součinu síly normálové a součinitele smykového tření $T = N \cdot f$. V tomto případě je normálová síla rovna celkové tíze vratné stanice včetně pohonu a třecí síla jsou odpory, které je potřeba překonat.

Volím:

Součinitel smykového tření (plech – plech)

$$f = 0,3$$

$$F_{HV} = F_m + f \cdot g \cdot (m_{R\dot{A}M} + m_{KRYT1} + m_{KRYT2} + m_{SP} + m_{P\dot{R}} + m_M) \quad (6.15)$$

$$F_{HV} = 150 + 0,3 \cdot 9,81 \cdot (7 + 0,65 + 1 + 0,2 + 3,3 + 3,4) = 195,77 \text{ kN}$$

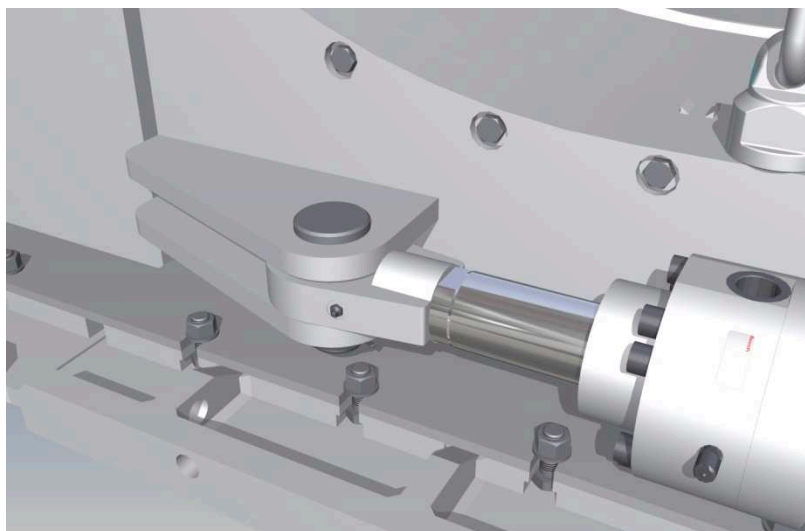
Z katalogu fy BOSCH REXROTH volím jednočinný hydraulický válec typu **CDH3**. Parametry zvoleného válce jsou uvedeny v tab. 6.2.

TYP HYDRAULICKÉHO VÁLCE		
BOSCH REXROTH CDH3MP3/125/90/500A3X/M22NNUMZWAWW		
Parametr	Hodnota	Jednotka
<i>Průměr válce</i>	125	[mm]
<i>Průměr pístnice</i>	90	[mm]
<i>Jmenovitý tlak média</i>	35	[MPa]
<i>Tlakové médium</i>	HFA	[-]
<i>Síla (tlačná)</i>	429,52	[kN]
<i>Zdvih</i>	500	[mm]

Tab. 6.2 – Parametry hydraulického válce, [19]

6.3. Pevnostní kontrola vybraného konstrukčního uzlu

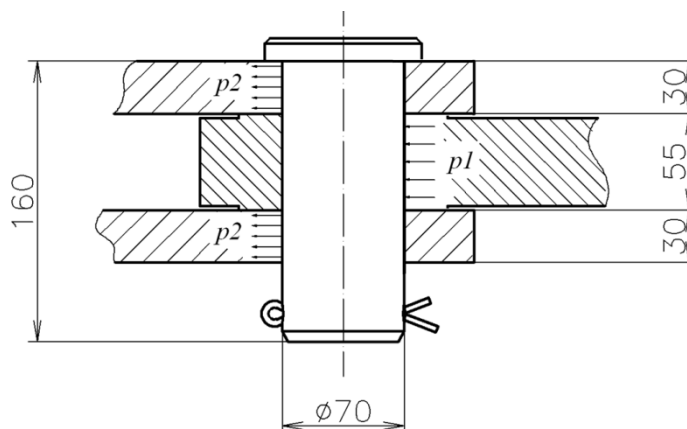
Pro pevnostní kontrolu jednoho celého konstrukčního uzlu je zvoleno čepové spojení hydraulického válce a rámu vratné stanice. Kontrola bude sestávat z ověření únosnosti čepu (ohyb, střih, tlak), výpočtu velikosti svaru k přivaření úchyťového oka k rámu a pevnostní kontrola samotného oka pomocí MKP. Vybraný konstrukční uzel je znázorněn v modelu na obr. 6.4.



Obr. 6.4 – Detail spoje válce s rámem

6.3.1. Pevnostní kontrola čepu

Spojovací normalizované čepy jsou používány k otočnému spojení strojních součástí, které přenášejí tahovou nebo tlakovou sílu kolmou na osu čepu. V tomto případě nám čep musí spolehlivě přenést sílu danou maximální možnou silou, kterou je schopen vyvodit hydraulický válec. Čep je nutno zkontrolovat na ohyb, střih a měrný tlak.



Obr. 6.5 – Rozměrový náčrt spoje

Materiál čepu – 11 600

 $Re = 300 \text{ MPa}$

Dovolený měrný tlak – 11 600

 $p_{Dov} = 120 \text{ MPa}$

Tloušťka vidlice

 $b = 30 \text{ mm}$ **Kontrola čepu na ohyb:**

(6.16)

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \left(\frac{b}{2} + \frac{b}{2}\right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d_\zeta^3} = \frac{16 \cdot F \cdot b}{\pi \cdot d_\zeta^3} \leq \sigma_{Dov} = \frac{Re}{k_s}$$

$$d_\zeta = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F_{HV} \cdot b}{\pi \cdot Re}}$$

(6.17)

$$d_\zeta = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 429\,520 \cdot 30}{\pi \cdot 300}} = 60,25 \text{ mm} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na střih:

$$\tau_s = \frac{F_{HV}}{S_\zeta} = \frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot d_\zeta^2}$$

(6.18)

$$\tau_s = \frac{4 \cdot 429\,520}{\pi \cdot 70^2} = 111,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola čepu na měrný tlak:

$$p = \frac{F_{HV}}{d \cdot 2b}$$

(6.19)

$$p = \frac{429\,520}{70 \cdot 2 \cdot 30} = 68,2 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

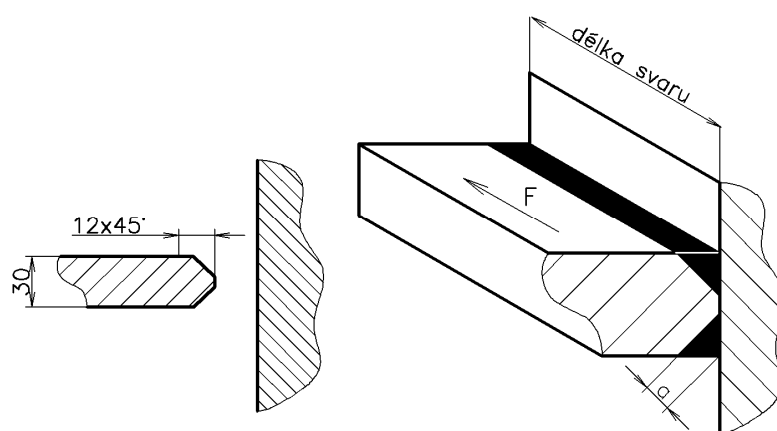
Čep vyhověl pro všechny tři podmínky. Lze jej takto navržený použít.

6.3.2. Návrh velikosti svaru

Kritickým průřezem svaru je nosný průřez, jelikož má za všech možných průřezů svaru minimální plochu. Svarový spoj může být obecně zatížen provozní silou, smykovou silou, ohybovým momentem nebo krouticím momentem. V našem případě je to smyková posouvající síla opět vyvozená maximální silou válce. Jako typ svaru je zvolen oboustranný 1/2V svar, neboli K-svar. Svařovat se bude klasickou obalovanou elektrodou (metoda svařování 111). Jako přídatný materiál volím obalovanou elektrodu ESAB 68.81.

Přídavný materiál ESAB 68.81:

$R_e = 610 \text{ MPa}$



Obr. 6.6 – Návrh úpravy svarových ploch a náčrt K-svaru

$$\tau_{||} = \frac{\frac{F_{HV}}{2}}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{F_{HV}}{4 \cdot S_{sv}} = \frac{F_{HV}}{4 \cdot l \cdot \frac{z}{1,41}} = \frac{1,41 \cdot F_{HV}}{4 \cdot l \cdot z} \quad (6.20)$$

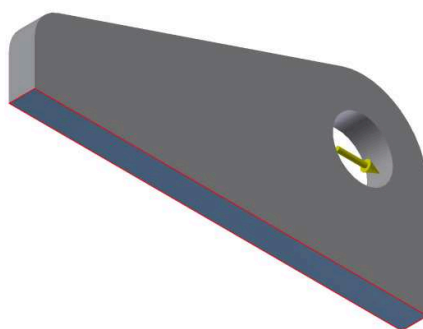
$$\tau_{||} = \frac{1,41 \cdot 429\,520}{4 \cdot 450 \cdot 12} = 28 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Zvolený svarový kov a velikost navrhnutého svaru bez problému přenesou požadované zatížení.

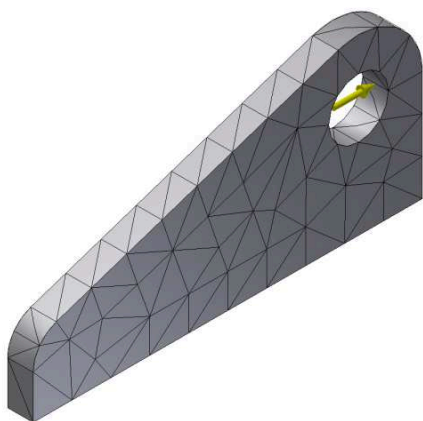
6.3.3. MKP kontrola tažného oka

Pro pevnostní kontrolu tvarově složitějších součástí se dnes běžně s výhodou užívá počítačových simulací pomocí tzv. FEM (finite element method) nebo česky MKP metody konečných prvků. Pro správnost výpočtu je potřeba správně určit a zadat okrajové podmínky (vazby, zatěžující síla/moment). Postup takovéto simulace je shrnut v této kapitole při aplikaci na tažné oko zkoumaného konstrukčního uzlu.

Prvním krokem je vymodelování zkoumané součásti. K vymodelování a MKP analýze byl použit software Autodesk Inventor Professional 2012. Pokud je součást navržena, musíme zadat parametry a vlastnosti materiálu, ze kterého bude součást vyrobena. V tomto případě se jedná o ocel S420MC se zaručenou minimální mezí kluzu 420MPa. Dalším krokem je zadání již zmíněných okrajových podmínek. Zde je to odebrání všech stupňů volnosti (vetknutí) u připojovací plochy (modrá). Dále zadáme zatěžující sílu, kterou nám na obr. 6.7 prezentuje žlutá šipka. Nyní je model připraven k vytvoření konečnoprvkové sítě. Jak taková síť vypadá je opět vidět na obr. 6.8. Pro tuto konkrétní součást obsahuje vytvořená síť 259 prvků s 602 uzly. Po takto provedené přípravě, lze spustit výpočet.



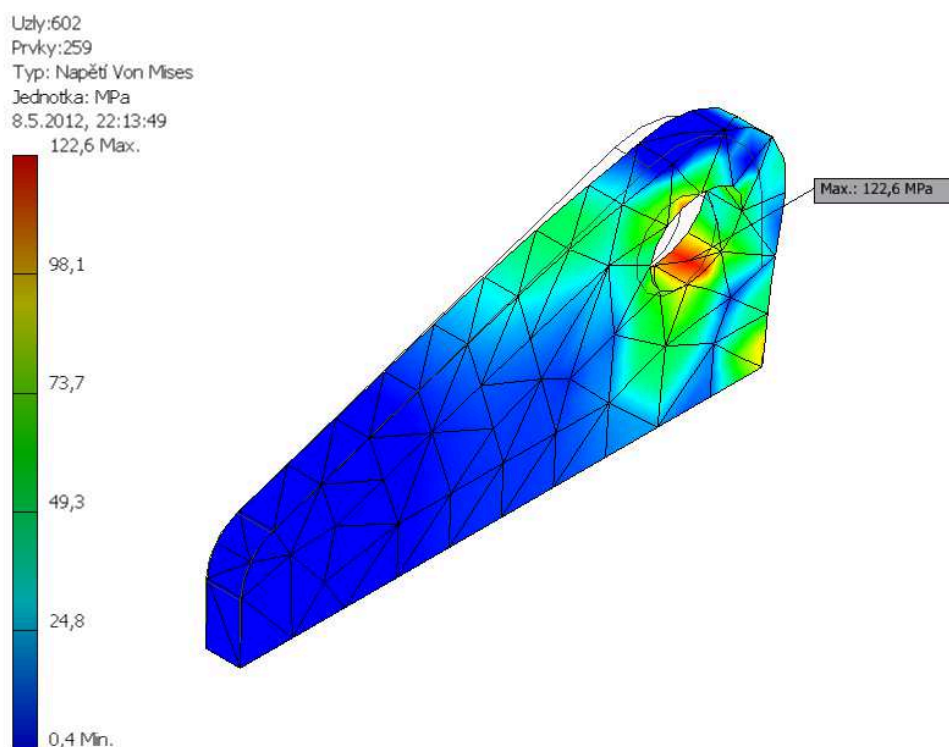
Obr. 6.7 – Model zkoušené součásti pomocí MKP simulace



Obr. 6.8 – Vytvořená konečnoprvková síť

Výsledky simulace:

Na obr. 6.9 lze vidět grafické zobrazení výsledků. Velikost koncentrace napětí je vyznačena na barevné škále modrá (nejmenší napětí) až červená (největší). Je také přesně zobrazeno místo, ve kterém vzniká největší napětí.

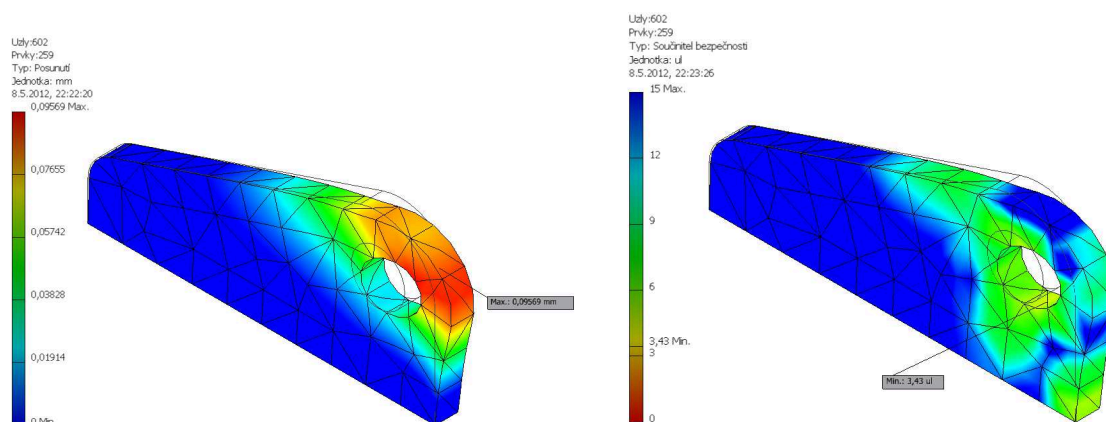


Obr. 6.9 – Výsledné napětí

Maximální napětí bylo určeno hodnotou 122,6 MPa, což pro námi zvolený materiál bez problémů vyhovuje. Rovněž lze zobrazit deformaci či bezpečnost k mezi kluzu (obr. 6.10).

Maximální deformace: 0,096mm

Minimální bezpečnost: 3,43



Obr. 6.10 – Výsledná deformace a bezpečnost součásti

6.4. Návrh šroubového spoje

V této kapitole je proveden výpočet potřebné velikosti šroubů, použitých na upevnění T-profilů vedení. Jelikož šrouby nesmějí být namáhány na střih, je v nich potřeba vyvodit takovou osovou sílu, která zaručí přenos potřebné síly pouze třením mezi T-profilem a rámem vratné stanice.

Výpočet osové síly ve šroubu:

Volím:

součinitel smykového tření (plech – plech)

$$f = 0,15$$

počet šroubů

$$n_{sr} = 12$$

třída pevnosti šroubů – 10.9

$$Re = 900 \text{ MPa}$$

součinitel vlivu krutu

$$\beta = 1,2$$

$$F_o = \frac{F_{HV}}{f \cdot n_{sr}} \quad (6.21)$$

$$F_o = \frac{429\,520}{0,15 \cdot 12} = 238\,623 \text{ N}$$

Návrh velikosti šroubu:

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot d_3^2} \Rightarrow d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot \beta_{kr} \cdot F_o}{\pi \cdot Re}} \quad (6.22)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,2 \cdot 238\,623}{\pi \cdot 900}} = 20,127 \text{ mm}$$

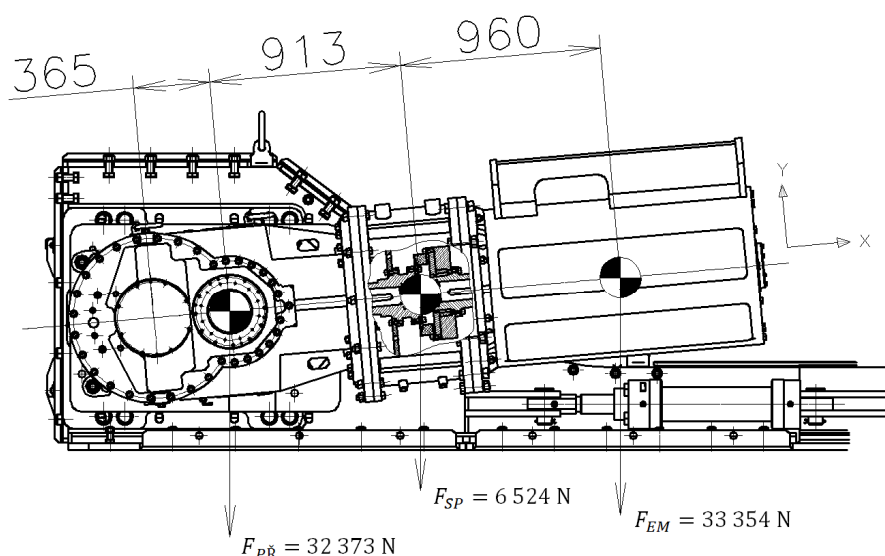
S ohledem na bezpečnost volím rozměr průměru závitu šroubu jako M22.

6.5. MKP kontrola nosného krytu

Posledním pevnostním výpočtem bude kontrola nosného krytu pohonu vratné stanice. Tento kryt nejen chrání výstupní hřídel převodovky, ale také nese celý pohon. Nejprve bude nutné určit zatěžující síly, které na kryt působí. Poté je provedena MKP simulace stejným způsobem jako v kap. 6.3.3.

6.5.1. Zatěžující síly

Zatížení krytu vzniká od působení tíhy jednotlivých součástí. Komponenty pohonu mají svou určitou hmotnost (viz tab. 6.1) a rozměry. Z těchto dvou veličin lze určit výslednou zatěžující sílu, a jelikož je působení zatěžující síly na určitém rameni, tak také zatěžující krouticí moment. Výpočet vychází z obr. 6.11.



Obr. 6.11 – Pozice těžišť zatěžujících sil

Určení zatěžující síly a momentu:

Souřadnice těžiště:

$$x: \quad x_T = \frac{365 + 1282 + 2312}{3} = 1320 \text{ mm}$$

$$y: \quad y_T = 0 \text{ mm}$$

Posunující síla:

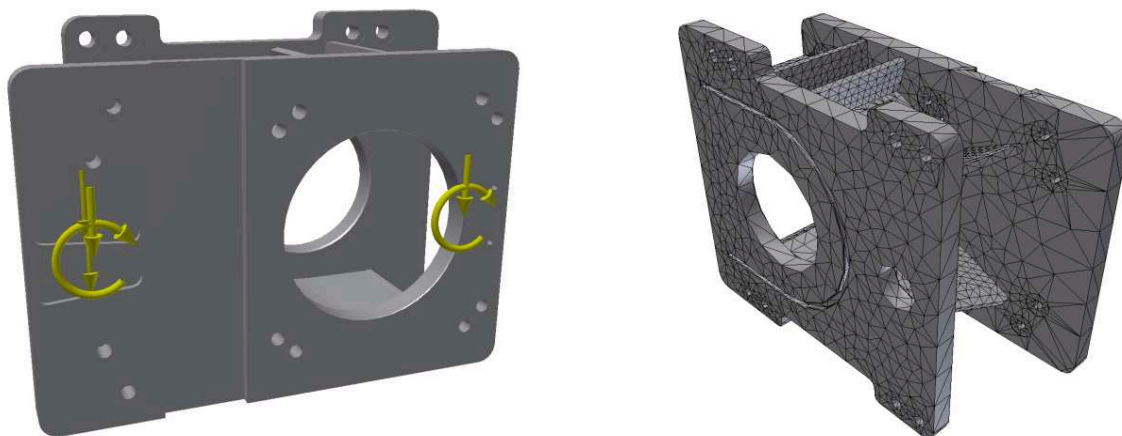
$$F_{POH} = 32373 + 6524 + 33354 = 72\,251 \text{ N}$$

Krouticí moment:

$$M_{POH} = 72\,251 \cdot 1,32 = 95\,372 \text{ Nm}$$

6.5.2. Okrajové podmínky a vytvoření sítě

Stejně jako v kap. 6.3.3. byly zadány okrajové podmínky a vypočtené zatěžující síly. Jako vazba bylo přidáno odebrání všech stupňů volnosti na dosedací ploše k vratné stanici a naopak k dosedací ploše převodovky bylo zadáno zatížení vypočtené z předešlé kapitoly.



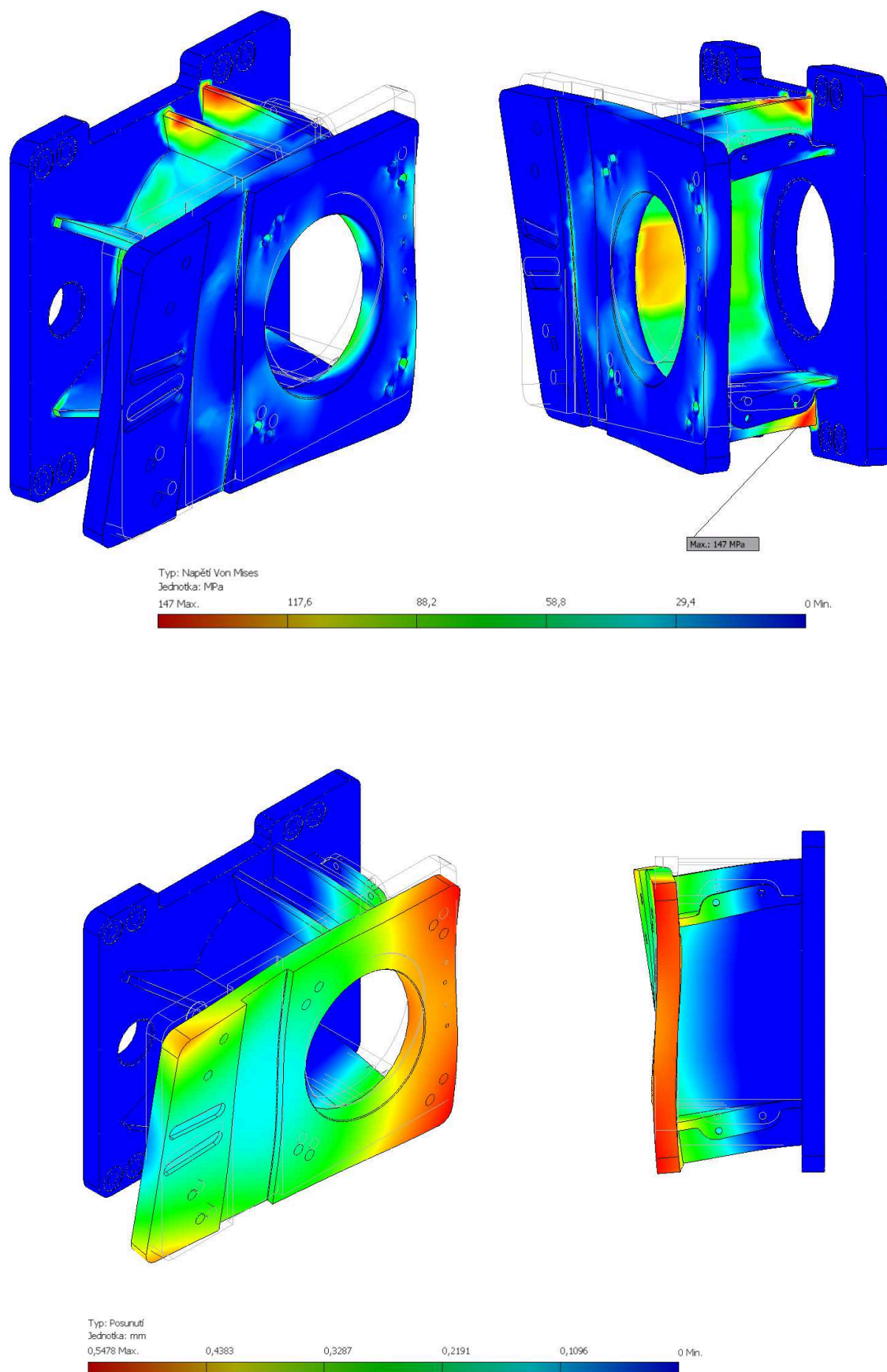
Obr. 6.12 – Zatížení a vytvořená síť v MKP modelu nosného krytu

6.5.3. Výsledky

Materiálem pro výrobu nosného krytu byly plechy z nízkolegované vysokopevnostní oceli S300MC se zaručenou minimální mezí kluzu 300MPa. Oblast maximální koncentrace napětí se vyskytuje v místě žebra a jedná se o napětí cca 150MPa. Vlivem zatěžujících sil a momentů vznikajících při provozu dopravníku a při osazení krytu příčnými komponenty je potom velikost maximální deformace v jednom místě bočnice krytu 0,55mm.

Max. napětí:	147 MPa
Max. deformace:	0,548 mm
Použitý materiál:	S300MC
Mez kluzu:	300 MPa

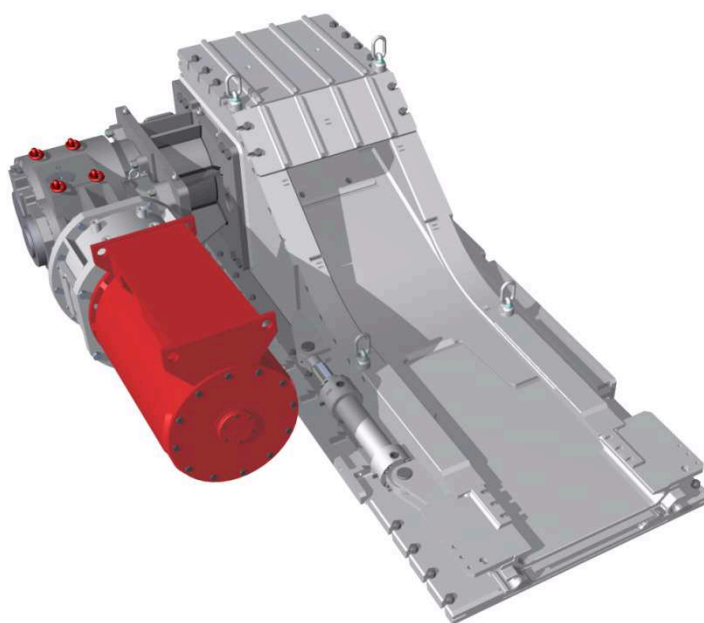
Tab. 6.3 – Výsledky MKP výpočtu



Obr. 6.13 – Výsledné napětí (nahore) a deformace (dole)

7. ZÁVĚR

Tato diplomová práce byla zaměřena na návrh napínací vratné stanice porubového hřeblového dopravníku, sloužícího k dopravě rubaniny v hlubinném dole. Požadovaným řešením této práce byl konstrukční návrh vratné stanice s hydraulickým napínáním o zdvihu 500mm s možností přejezdu dobývacího ramene kombajnu až za vratnou stanici, včetně volby klíčových součástí dopravníku a pohonu. V úvodní, části práce byla zpracována technická rešerše, ve které byla shrnuta problematika hřeblových dopravníků a možností porubového způsobu hlubinného dobývání černého uhlí, včetně dobývacích zařízení. Na tuto teoretickou část navazovala výpočtová část, kde byl proveden kompletní technologický výpočet porubového hřeblového dopravníku. Tyto vypočtené parametry poté hrály zásadní roli ve volbě jednotlivých komponentů vratné stanice a jejich pevnostních výpočtů. Pevnostní výpočty byly poslední částí této práce. V té byly ověřeny klíčové prvky poháněcí stanice jako např. dopravní řetěz, čepové spojení hydraulického válce s vratnou stanicí nebo nosný kryt pohonu.

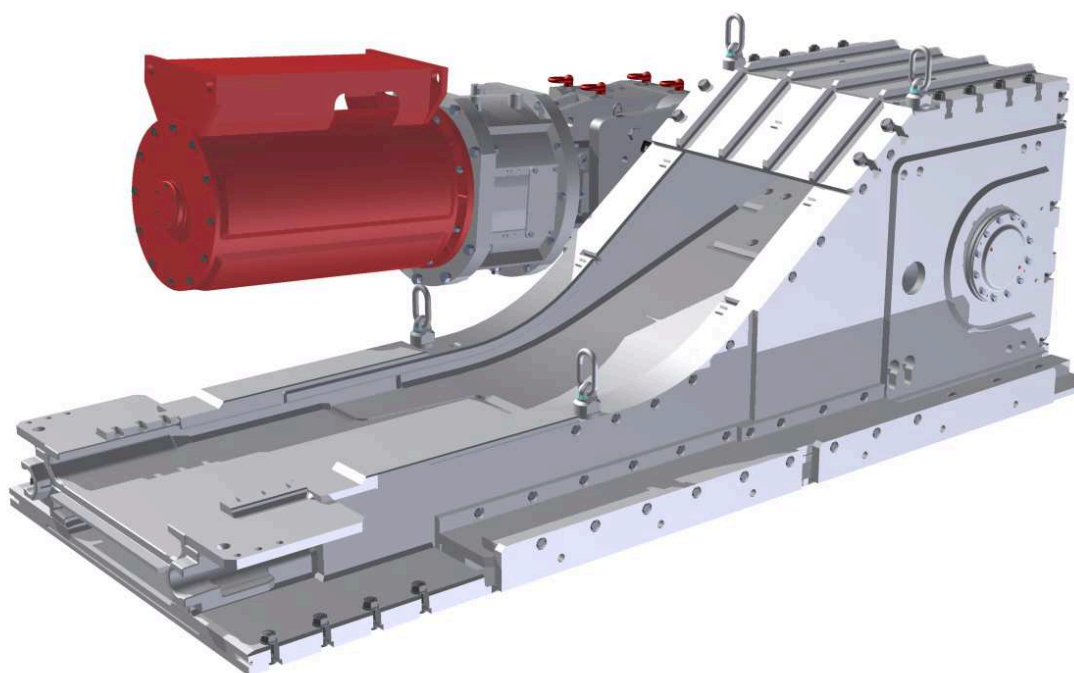


Obr. 7.1 – Výsledný návrh vratné stanice

Jelikož se jedná o vysokokapacitní dopravník s vysokými odporovými ztrátami, bylo zapotřebí dimenzovat a volit motory o celkovém instalovaném příkonu 1200kW. Tzn. tři motory DAMEL SG3 450L o výkonech 3x400kW. Pro spojení výstupní hřídele motoru a vstupní hřídele převodovky byla použita vysoce pružná spojka MOJ, SET 500 schopná

přenášet krouticí momenty až do výkonu 500kW. Motor byl s převodovkou spojen přírubové pomocí nosného krytu, který zároveň chránil okolí před rotačními součástmi spojky. O převod vysokých otáček z motoru na potřebný krouticí moment na bubnu se stará převodovka fy Wolfgang Preinfalk PKPL 25 s převodovým poměrem o hodnotě 39.

Dále zde bylo zmíněno konstrukční řešení, které je doloženo výkresovou dokumentací v přílohách. Řešení spočívá v umístění jednoho hydraulického válce podél vratné stanice a kluzného vedení na druhé straně stanice, aby se zabránilo nežádoucímu přičení rámu ve vodících.



Obr. 7.2 – Výsledný návrh vratné stanice

V poslední části této práce, byly provedeny některé z nutných pevnostních a konstrukčních výpočtů. Nejprve byla rozebrána problematika zatěžování řetězu při přechodu přes řetězový buben polygonovým efektem. Následně byla ověřena pevnost dopravního řetězu vzhledem k vysokým tahovým silám, které v něm při provozu dopravníku vznikají. Poté byl proveden konstrukční návrh hydraulického válce, který bude zajišťovat potřebnou napínací sílu a předpětí řetězu. Závěrem potom byly provedeny pevnostní kontroly vybraných součástí počítačovou simulací pomocí MKP.

8. SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

Knižní publikace

- [1] BEZDĚK, O. *Hřeblový dopravník s křížovým přesypem (Diplomová práce 2010)*
- [2] JANČA, J. *Důlní doprava*, 1. vyd. Praha: Nakladatelství SNTL, 1973
- [3] POLÁK, J., BICHLER, J. *Dopravní zařízení v uhelných dolech*, 1. vyd. VŠB – TU Ostrava, 1984
- [4] POLÁK, J., HRABOVSKÝ, L., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J. *Dopravní a manipulační zařízení II.*, Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2005
- [5] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části spojovací*, Ostrava: Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 2008
- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA, 2003

Normy

- [7] *Norma ON 44 5721 Důlní hřeblové dopravníky – výpočet hlavních parametrů OKR OSTROJ*, Opava 1984

Internetové zdroje

- [8] www.ostroj.cz
- [9] www.se-mi.cz
- [10] <http://projekt150.havel.cz/node/59>
- [11] www.thiele.de
- [12] www.joy.com
- [13] www.uow.edu.au/eng/longwall/
- [14] www.hornictvi.info
- [15] www.mining.cat.com
- [16] www.damel.pl
- [17] www.preinfalk.de/
- [18] www.moj.com.pl/
- [19] www.boschrexroth.cz

9. SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

PŘÍLOHA A	<i>Vratná stanice (sestavný výkres)</i>
PŘÍLOHA B	<i>Vratný konec tratě (sestavný výkres)</i>
PŘÍLOHA C	<i>Nosný kryt (výkres svařence)</i>
PŘÍLOHA D	<i>Bočnice krytu (výrobní výkres)</i>